

TALLINNA POLÜTEHNILISE
INSTITUUDI TOIMETISED

ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО
ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 351

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

СБОРНИК СТАТЕЙ

VI

ТАЛЛИН 1973

Ep. 6.7

TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА
TALLINNA POLÜTEHNILISE INSTITUUDI TOIMETISED
ТРУДЫ ТАЛЛИНСКОГО ПОЛИТЕХНИЧЕСКОГО ИНСТИТУТА

№ 351

1973

УДК 621.4
624.0/1
625.0/1/7
665.5/6

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

СБОРНИК СТАТЕЙ

у1

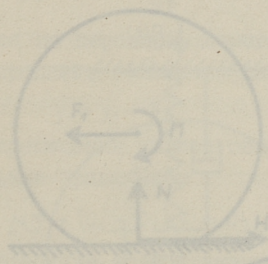


Рис. 1. Схема действующих сил на автомобильное колесо на дороге.

УДК 625.032.3:629.11.012.52/55

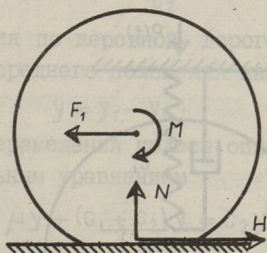
А.Н. Тюманок, М.К.-Э. Коппель

О МЕХАНИЗМЕ ВОЛНООБРАЗОВАНИЯ НА ПОВЕРХНОСТИ
АВТОДОРОГИ

I. Хорошо известно вертикальное волнообразование как на поверхности автомобильных дорог [3], так и в железнодорожном пути на рельсах [7, 16].

Влияние этих волн и неровностей дороги на колебание кузова и колеса основательно изучено в работах В.Ф.Бабкова [1], А.К. Бируля [2], Н.Я. Говорущенко [5], В.И. Вахненко [4], М.И. Кулагина [8] и др. [6, 11, 12, 13, 15, 17, 19].

Менее исследовано действие колеса на поверхность автодороги [6, 18, 19] и поэтому механизм возникновения волнистой поверхности дороги не имеет удовлетворительного объяснения.



Фиг. 1. Схема действующих сил во время качения колеса по дороге.

В настоящей статье изучается механизм возникновения и наличия волнистой поверхности дороги. Во время качения колеса по дороге схема действующих сил изображена на фиг. I. При качении по ровной дороге эти силы образуют равновесную систему. При качении же по неровной дороге будет меняться

радиус качения колеса из-за радиальной упругости колеса. Это, в свою очередь, вызывает изменение силы трения.

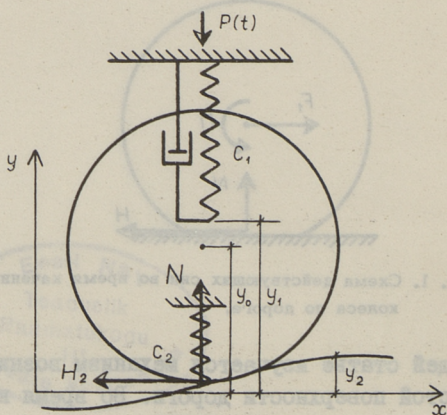
$$H = H_1 + H_2(t).$$

В работе показывается, что возникновение волнистой поверхности дороги вызвано переменной частью силы трения, которая обусловлена изменением радиуса качения колеса.

Возникновение силы трения в зоне контакта радиально упругого колеса с дорогой, обусловленной изменением радиуса качения, впервые изучил К.С. Колесников [9]. Д.Ф. Фортунков [14] применил это явление к изучению колебания управляемых колес и рулевого управления автомобиля.

Работа состоит из трех частей. В первой части дается в линейной постановке вывод формулы для переменной части силы трения, действующей на поверхность дороги. Во второй изучается механизм наличия волнистой поверхности и в третьей - изучена сила трения, возникающая при преодолении колесом случайного изолированного препятствия.

2. Рассматриваем вертикальные колебания упругого колеса массой m_0 , которое катится безотрывно с постоянной скоростью v по неровной дороге. Принимаем следующие обозначения (фиг. 2):



Фиг. 2. Схема колебаний упругого колеса при качении.

r, ρ – радиус колеса и радиус инерции колеса;

y_0, y_1 – средняя и мгновенная ординаты центра колеса;

y_2 – уравнение поверхности дороги;

m_1 – неподрессорная масса;

c_1, c_2 – коэффициенты жесткости рессора и шины;

$P(t), H_2(t), N(t)$ – силы, действующие со стороны кузова, переменная часть силы трения и вертикальная реакция полотна дороги;

μ – коэффициент вязкости;

ω_0 – угловая скорость колеса.

Не искажая качественной картины, пренебрегаем вертикальными движениями корпуса экипажа, наклоном и смещением точки приложения силы трения и нормальной реакции. Предполагаем, что величины неровностей и вертикальные перемещения колеса достаточно малы по сравнению с радиусом колеса r , то есть

$$|y_2| \ll r; \quad |y_1 - y_0| \ll r. \quad (2.1)$$

На основании этого можно считать момент инерции колеса постоянным.

При невозмущенном движении по ровной дороге радиус качения колеса будет:

$$y_0 = r - \frac{P_0 + m_1 g}{c_2}. \quad (2.2)$$

Во время качения по неровной дороге центр колеса будет отклоняться от среднего положения на

$$y = y_1 - y_0. \quad (2.3)$$

Вертикальные перемещения колеса описываются линеаризованным дифференциальным уравнением

$$m_1 \ddot{y} + \mu \dot{y} + (c_1 + c_2) y = c_2 y_2. \quad (2.4)$$

Вертикальные колебания колеса вызывают изменение радиуса качения колеса экипажа. Изменение радиуса качения, как показал впервые К.С. Колесников [9] вызывает дополнительную силу трения, переменную во времени. Эта переменная часть силы трения определяется из дифференциального уравнения вращения колеса:

$$m_0 \rho^2 \dot{\omega}_0 = H_2 (y_1 - y_2). \quad (2.5)$$

Предполагая качение колеса без скольжения, угловая скорость колеса определяется по формуле:

$$\omega_0 = \frac{v}{y_1 - y_2}. \quad (2.6)$$

Уравнения (2.4) - (2.6) определяют вертикальные колебания колеса, мгновенную угловую скорость ω_0 и возникающую переменную силу трения H_2 . Такая же дополнительная сила трения, но с обратным знаком, действует на поверхность дороги. Из (2.5) и (2.6) получим дополнительную силу трения, действующую на поверхность дороги

$$H_2 = -m_0 \rho^2 v \frac{\dot{y}_1 - \dot{y}_2}{(y_1 - y_2)^3}, \quad (2.7)$$

где положительной будет сила, действующая на поверхность дороги в направлении движения экипажа. Учитывая (2.1), можно формулу линеаризовать, тогда

$$H_2 = -\frac{m_0 \rho^2}{y_0^3} v (\dot{y}_1 - \dot{y}_2). \quad (2.7')$$

Вертикальная составляющая давления колеса на поверхность дороги выражается формулой

$$N = C_2 (r + y_2 - y_1) \quad (2.8)$$

или

$$N = P_0 + mg + C_2 (y_2 - y). \quad (2.8')$$

Ниже рассмотрим два частных случая: установившееся движение колеса по волнистой синусоидальной поверхности дороги и движение через одиночное возвышение или углубление.

3. Изучим движение колеса по волнистой поверхности дороги, описываемое уравнением

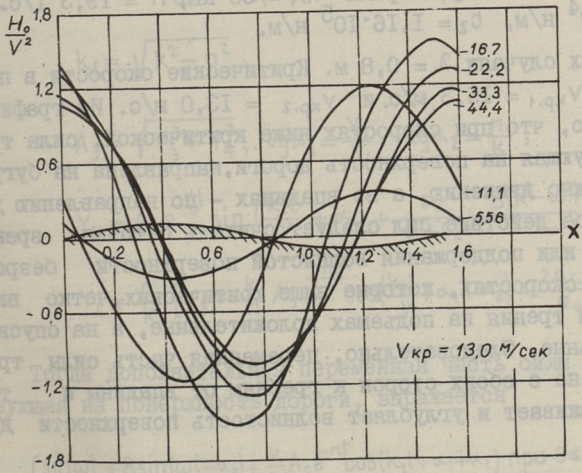
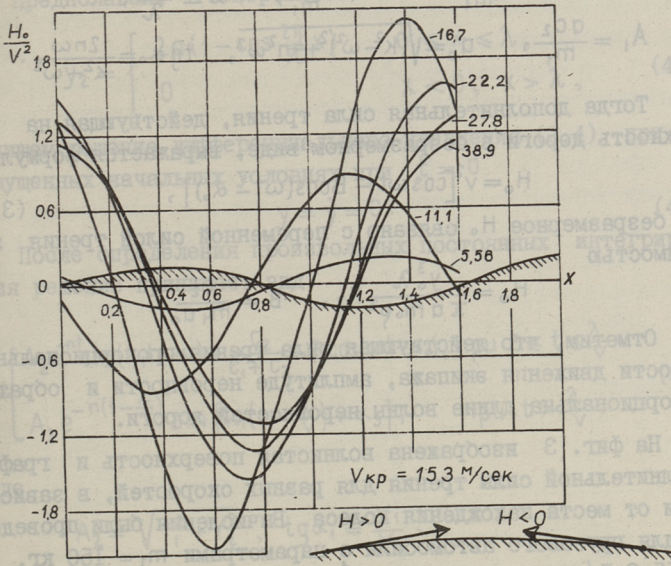
$$y_2 = d \sin \frac{\pi}{\lambda} x, \quad (3.1)$$

где d, λ - амплитуда глубины и длина полуволны неровностей.

Тогда вертикальные колебания центра колеса определяются решением дифференциального уравнения (2.4), которое можно записать

$$y = \frac{A_1}{a_0} \sin(\omega t - \alpha_0), \quad (3.2)$$

где приняты обозначения



Фиг. 3. Изменение переменной части силы трения, действующей на поверхность дороги при движении по волнистой поверхности.

$$k^2 = \frac{c_1 + c_2}{m_1}, \quad 2n = \frac{\mu}{m_1}, \quad \omega = \frac{\pi v}{\lambda},$$

$$A_1 = \frac{ac_2}{m_1}, \quad a_0 = \sqrt{(k^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}, \quad \operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{2n\omega}{k^2 - \omega^2}.$$

Тогда дополнительная сила трения, действующая на поверхность дороги в безразмерном виде, выражается формулой

$$H_0 = v^2 [\cos \omega t - B \cos(\omega t - \alpha_0)], \quad (3.3)$$

где безразмерное H_0 связано с переменной силой трения зависимостью

$$H_0 = \frac{y_0^3 \lambda}{\pi a m_0 \rho^2} H_2, \quad B = \frac{c_2}{m_1 a_0}.$$

Отметим, что действующая сила трения пропорциональна скорости движения экипажа, амплитуде неровности и обратно пропорциональна длине волны неровностей дороги.

На фиг. 3 изображена волнистая поверхность и график дополнительной силы трения для разных скоростей, в зависимости от места нахождения колеса. Вычисления были проведены: для грузового автомобиля с параметрами $m_1 = 150$ кг, $n = 15,8$ 1/с., $c_1 = 8,75 \cdot 10^4$ н/м, $c_2 = 4,85 \cdot 10^5$ н/м; для легковой машины с параметрами $m_1 = 50$ кг, $n = 19,3$ 1/с., $c_1 = 1,72 \cdot 10^4$ н/м, $c_2 = 1,16 \cdot 10^5$ н/м.

В обоих случаях $\lambda = 0,8$ м. Критические скорости в первом случае $v_{кр.1} = 15,3$ м/с. и $v_{кр.2} = 13,0$ м/с. Из графиков фиг. 3 видно, что при скоростях ниже критической, сила трения, действующая на поверхность дороги, направлена на буграх противоположно движению, а во впадинах — по направлению движения. Такое действие сил следует считать с точки зрения образования или поддержания волнистой поверхности безразличным. При скоростях, которые выше критических, четко видно, что силы трения на подъемах положительные, а на спусках — отрицательные. Следовательно, переменная часть силы трения направлена с обеих сторон к гребням от впадины и тем самым поддерживает и углубляет волнистость поверхности дороги.

4. Изучим изменение переменной части силы трения, действующей на поверхность дороги в случае единичного горба (углубления) на ровной поверхности дороги. Это может дать объяснение развитию волнистой поверхности за одиночным дефектом дороги.

Предполагая, что неровность описана уравнением

$$y_2 = \begin{cases} 2a(1 - \cos \frac{2\pi}{\lambda} x) & 0 \leq x \leq \lambda, \\ 0 & x < 0, x > \lambda, \end{cases} \quad (4.1)$$

выпишем решение дифференциального уравнения (2.4) при невозмущенных начальных условиях при $t = 0$

$$y = \dot{y} = 0. \quad (4.2)$$

После определения произвольных постоянных интегрирования решение принимает вид

$$\frac{y}{a} = \begin{cases} A_2 e^{-nt} \sin(k_1 t + \alpha_1) + \frac{c_2}{c_1 + c_2} - B \cos(\omega t - \alpha_0), & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\lambda}{V}, \\ A_3 e^{-n(t - \frac{\lambda}{V})} \sin[k_1(t - \frac{\lambda}{V}) + \alpha_3], & \text{при } t > \frac{\lambda}{V}, \end{cases} \quad (4.3)$$

где

$$A_2 = \sqrt{Y_1^2 + Y_2^2}, \quad \text{tg } \alpha_1 = \frac{Y_1}{Y_2},$$

$$Y_1 = B \frac{k^2 - \omega^2}{a_0} - \frac{c_2}{c_1 + c_2}, \quad Y_2 = \frac{n}{k_1} \left(Y_1 + \frac{2B\omega^2}{a_0} \right),$$

$$k_1 = \sqrt{k^2 - n^2},$$

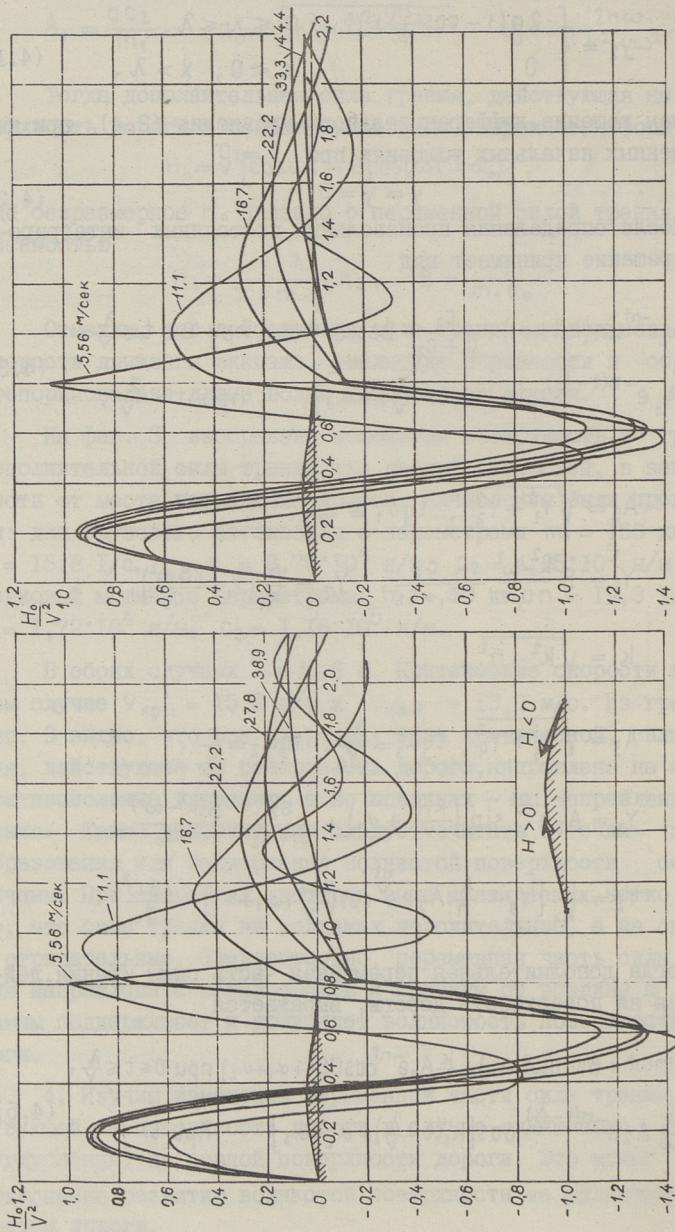
$$A_3 = \sqrt{Y_3^2 + Y_4^2}, \quad \text{tg } \alpha_3 = \frac{Y_3}{Y_4}, \quad \text{tg } \alpha_2 = \frac{n}{k_1},$$

$$Y_3 = A_2 e^{-\frac{nl}{V}} \sin\left(\frac{k_1 l}{V} + \alpha_1\right) + \frac{c_2}{c_1 + c_2} - \frac{B(k^2 - \omega^2)}{a_0},$$

$$Y_4 = \frac{n}{k_1} \left[Y_3 + \frac{k}{n} A_2 e^{-\frac{nl}{V}} \cos\left(\frac{k_1 l}{V} + \alpha_1 + \alpha_2\right) - \frac{2B\omega^2}{a_0} \right].$$

Тогда дополнительная переменная часть силы трения, действующая на поверхность дороги, выражается

$$\frac{H_0}{V^2} = \begin{cases} \sin \omega t + B \sin(\omega t - \alpha_0) + \frac{k}{\omega} A_2 e^{-nt} \cos(k_1 t + \alpha_1 + \alpha_2) & \text{при } 0 \leq t \leq \frac{\lambda}{V}, \\ \frac{k}{\omega} A_2 e^{-n(t - \frac{\lambda}{V})} \cos[k_1(t - \frac{\lambda}{V}) + \alpha_2 + \alpha_3] & \text{при } t > \frac{\lambda}{V}. \end{cases} \quad (4.5)$$



Фиг. 4. Изменение переменной части силы трения, действующей на поверхность дороги при преодолении бугра.

Графики изменения дополнительной силы трения для примеров грузового и легкового автомобилей приведены на графике фиг. 4. По графикам видно, что действие переменной части силы трения на бугор направлено преимущественно с обеих сторон бугра, т.е. сила трения способствует сохранению и возвышению бугра. За бугром, во всех случаях, будет зона, где $N_0 > 0$, которая сменяется зоной $N_0 < 0$. Но длина этих зон существенно отличается для различных скоростей движения и экипажей. Следовательно, за бугром переменная часть силы трения способствует образованию углубления, но длина этого углубления определяется преобладающей совокупностью динамических характеристик и скоростей движущихся экипажей. Важная роль начальных неровностей в волнообразовании поверхности дороги подтверждается исследованиями В.И. Вахненко [4].

З а к л ю ч е н и е

На основании проведенных исследований и экспериментальных работ [4, 10], по нашему мнению, механизм волноподдерживания состоит в следующем: при качении радиального упругого колеса по неровностям дороги происходит периодическое изменение радиуса качения колеса. Изменение радиуса качения колеса вызывает дополнительную переменную (по величине и направлению) силу трения. Переменная сила трения обуславливает деформацию сдвига, перенос материала поверхности дороги и износ, которые в совокупности сохраняют и увеличивают волнообразность поверхности дороги (или рельсов). Следует подчеркнуть, что возникающие переменные силы трения по направлению слабо зависят от динамических характеристик и скорости движения экипажей, а величина сил трения пропорциональна квадрату скорости движения.

Возникновение волнообразной поверхности в нашем представлении начинается с первой неровности, за которой образуется сначала следующая неровность со знаком, противоположным первой. Длина этой образующейся неровности определяется совокупностью динамических характеристик и скоростью движения проезжающих экипажей.

Л и т е р а т у р а

1. В.Ф. Б а б к о в. Транспортно-эксплуатационные характеристики дорог и режим движения. Доклады от СССР XIII международному конгрессу Токио 1967, "Транспорт", М., 1967, стр. 124-156.
2. А.К. Б и р у л я. Влияние степени ровностей дорожного покрытия на сопротивление движению. Труды ХАДИ, вып. 8, 1949.
3. Е.А. В е д е м е й е р. Колебания автомобиля и двигателя. Автотрансиздат, М., 1959.
4. В.И. В а х н е н к о. Влияние волнообразного износа рельсов на изменение динамического воздействия подвижного состава на путь и исследование эффективности его устранения рельсошлифовальными поездами. Труды ВНИИ "Железнодорожный транспорт", М., 1970. Автореферат кандидатской диссертации.
5. Н.Ф. Г о в о р у щ е н к о. Вопросы теории эксплуатации автомобилей на дорогах с различной степенью ровности покрытий. Харьковский госуниверситет, 1964, стр. 33.
6. З.А. К р и ц у к. Динамическое действие на дорогу движущегося автомобиля по неровной проезжей части. Таллинский политехнический институт. Тезисы докладов респ. научно-техн. конференции по автомобильным дорогам и геодезии. Таллин, 1969, стр. 67-73.
7. М.И. К у л а г и н, Э.И. К а ц, В.Н. Т ю р и к о в. Волнообразный износ рельсов. "Транспорт", М., 1970, стр. 144.
8. М.И. К у л а г и н. Неровности на поверхности катания рельсов и их влияние на динамическое давление колеса на рельс. Исследование неравномерного износа и свойств рельса. Труды ВНИИ "Железнодорожный транспорт", вып. 177, М., 1959, стр. 5-93.
9. К.С. К о л е с н и к о в. Автоколебания управляемых колес автомобиля. М., 1955.
10. И.С. Л е в а н к о в, Н.П. Ш а д р и н. О характере и механизме образования волнообразных неровностей на рельсах. Труды Днепропетровского института инженеров железнодорожного транспорта, вып. 117, 1970, стр. 109-118.

11. А.Р. Р з а е в. Исследование движения автомобильного колеса по коротким неровностям дороги. Московский автотдорожный институт, 1969. Автореферат кандидатской диссертации.

12. Б. П я т к о в. Теория и изчисление на автомобиля. София, 1966.

13. В.А. П е т р у ш к о в. О качении эластичного колеса по твердой опорной поверхности. Труды НАМИ, вып. 57, 1963, стр. 3-29.

14. Д.Ф. Ф о р т у н к о в. Исследование колебания управляемых колес и рулевого управления автомобилей. Горьковский политехнический институт. Горький, 1969. Автореферат кандидатской диссертации.

15. А.К. Ф р у м к и н. Движение эластичного колеса через неровность. Изд-во АН СССР, 1956.

16. Е.А. Ш у р. Повреждение рельсов. М., 1971, стр. III.

17. O. B o d e, P. O s h n e r. Untersuchung über dynamische Bodenkrafte schwerer Kraftfahrzeuge. Deutsche Kraftfahrforshungen und Strassenverkehrstechnik, Hft. 120, S. 1-30, 1958.

18. H. M e i e r. Beanspruchung der Strasse unter Verkehrslast. Forschungsarbeiten aus dem Strassenwesen. Hft. 76, S. 129, 1968.

19. G. S e n g e r. Über dynamische Radlasten beim Überrollen kreuzweilliger Unebenheiten durch schwere Luftreifen. Deutsche Kraftfahrforshung und Strassenverkehrstechnik, Hft. 187, S. 39, 1967.

A. Tymanok, M. Koppel

On the Mechanism of Causing the Waveform Surface

on Roads

Summary

The waveform surface of roads and rails is caused by a changing part of friction due to variable rolling radius of elastic wheel. The evaluation mechanism of the waveform surface is slightly dependent on the dynamic characteristics and vehicle velocity /fig.3/. The waveform surface arises due to the first single unevenness. The length of a new wave is statistically determined by the dynamic characteristics and vehicle velocity /fig.4/.

УДК 625.12:551.578:551.579.2

А.Ю. Ваймель, Э.Р. Левет

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НЕЗАНОСИМОЙ СНЕГОМ ВЫСОТЫ ЗЕМЛЯНОГО ПОЛОТНА В УСЛОВИЯХ ЭСТОНСКОЙ ССР

Из зимних климатических факторов, влияющих на проектные решения автомобильных дорог, важнейшими оказываются толщина снежного покрова и глубина промерзания дорожных конструкций и подстилающего грунта.

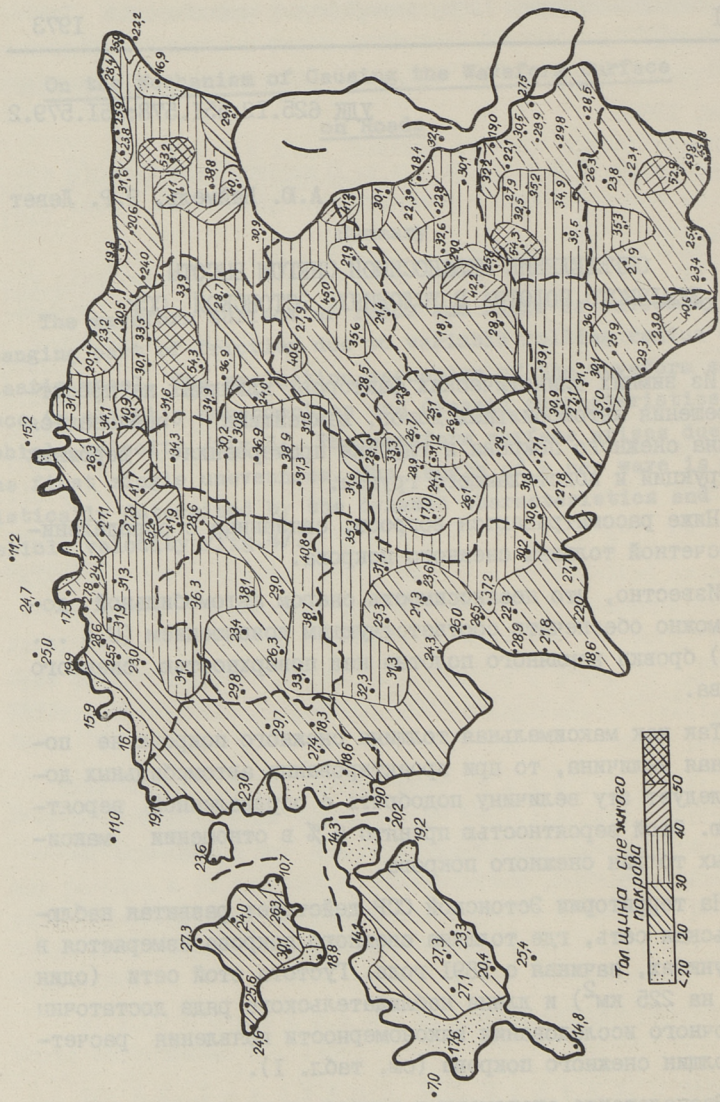
Ниже рассматриваются вопросы, связанные с определением расчетной толщины снежного покрова.

Известно, что незаносимость снегом автомобильной дороги можно обеспечить соответствующим возвышением (0,4 ... 0,8 м) бровки земляного полотна над поверхностью снежного покрова.

Так как максимальная толщина снежного покрова не постоянная величина, то при проектировании автомобильных дорог следует эту величину подобрать с определенной вероятностью. Этой вероятностью принято 5 % в отношении максимальных толщин снежного покрова.

На территории Эстонской ССР действует развитая наблюдательская сеть, где толщина снежного покрова измеряется в 191 пунктах, начиная с 1891 года. Густота этой сети (один пункт на 225 км²) и длина наблюдательского ряда достаточны для точного исследования закономерности появления расчетных толщин снежного покрова (см. табл. I).

Расположение снегомерных пунктов и многолетние средние от максимальных толщин снежного покрова представлены на фиг. I.



Фиг. 1. Многолетние средние от максимальных толщин снежного покрова в см и расположение наблюдательных пунктов на территории Эстонской ССР.

Т а б л и ц а I

Характеристика наблюдательской сети

Наименование района	Площадь (км ²)	Количество на- блюдательских пунктов (шт.)	Длина наблюда- тельного ряда (лет)
Хийумааский	1013,8	8	66
Кингисеппский	2905,8	12	66
Хаапсалуский	2382,3	10	66
Харьуский	4190,7	22	64
Пярнуский	4783,9	18	64
Раплаский	2938,1	9	45
Раквереский	3467,9	14	62
Пайдеский	2628,6	9	61
Вильяндиский	3611,9	16	58
Йыгеваский	2616,8	7	44
Тартуский	3039,1	13	74
Валгаский	2050,4	12	52
Кохтла-Ярвеский	3203,5	16	69
Выруский	2305,9	10	45
Пылваский	2162,8	15	44
	433301,6	191	

Несмотря на это, указанные обильные статистические данные не обработаны и не обобщены, а при проектировании автомобильных дорог расчетная толщина снежного покрова определяется каждый раз для каждого отдельного объекта общеизвестным статистическим методом, приводящим к надежным результатам в гидрологии и метеорологии.

Сущность этого метода состоит в том, что основные статистические показатели изменчивости рядов гидрологических и метеорологических характеристик непосредственно связаны с изученной в математической статистике биномиальной кривой распределения.

Найдено, что биномиальная кривая распределения лучше всего соответствует типу кривых распределения (повторяемости) гидрологических и метеорологических характеристик, выраженных в модульных коэффициентах.

В то же время не установлено, соответствует ли фактическое распределение вероятных толщин снега предполагаемому биномиальному.

Для устранения этого пробела авторами при помощи математической статистики были обработаны все данные о толщине снежного покрова на территории Эстонской ССР.

Краткое изложение исследования заключается в том, что все измеренные максимальные толщины снежного покрова были разделены на интервалы через 5 см. Для каждого интервала (x_{i-1}, x_i) было подсчитано число m_i результатов измерения, попавших в этот интервал. Затем была вычислена вероятность p_i попадания в этот интервал при нормальном законе распределения вероятностей:

$$p_i = \Phi\left(\frac{x_i - \bar{x}}{s}\right) - \Phi\left(\frac{x_{i-1} - \bar{x}}{s}\right),$$

где \bar{x} — среднее арифметическое значение результатов измерения;

s — эмпирический стандарт;

Φ — интеграл вероятностей.

Наконец, вычисляют сумму

$$\chi^2 = \sum_{i=1}^l \frac{(m_i - np_i)^2}{np_i},$$

где l — число всех интервалов;

n — число всех результатов измерений
($m_1 + m_2 + \dots + m_l$).

Если χ^2 окажется больше критического значения, то распределение вероятностей случайных колебаний (толщин снежного покрова) в рассматриваемой серии измерений отличается от нормального. В противном случае для такого вывода нет достаточных оснований.

В результате этих исследований выяснилось, что при измеренных толщинах снежного покрова биномиальная кривая не соответствует действительным обстоятельствам в большинстве административных районов Эстонской ССР. В связи с этим расчетные толщины снежного покрова получаются в среднем по Эстонской ССР около 20 см меньше ранее определенных (см. табл. 2).

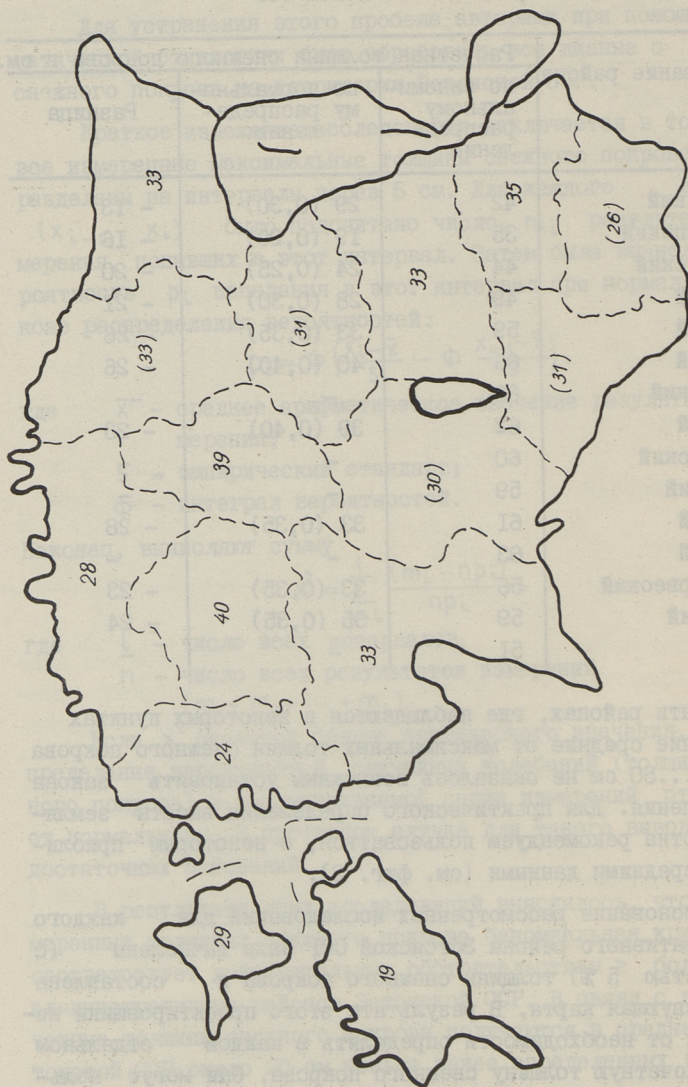
Т а б л и ц а 2

Расчетная толщина снежного покрова в административных районах Эстонской ССР

Наименование района	Расчетная толщина снежного покрова в см.		
	по биномиальному распределению	по нормальному распределению	Разница
Хийумааский	42	29 (0,30)	- 13
Кингисеппский	35	19 (0,20)	- 16
Хаапсалуский	44	24 (0,25)	- 20
Харьюский	49	28 (0,30)	- 21
Пярнуский	59	33 (0,35)	- 26
Раплаский	66	40 (0,40)	- 26
Раквереский	62	-	-
Пайдеский	62	39 (0,40)	- 23
Вильяндиский	60	-	-
Йыгеваский	59	-	-
Тартуский	61	33 (0,35)	- 28
Валгаский	63	-	-
Кохтла-Ярвеский	56	33 (0,35)	- 23
Пыльваский	59	35 (0,35)	- 24
Выруский	51	-	-

В пяти районах, где наблюдаются в некоторых пунктах многолетние средние от максимальных толщин снежного покрова свыше 40...50 см не оказалось возможным установить закона распределения. Для практического определения высоты земельного полотна рекомендуем пользоваться, с некоторым приближением, средними данными (см. фиг. 2).

На основании рассмотренных исследований для каждого административного района Эстонской ССР были вычислены (с вероятностью 5 %) толщины снежного покрова и составлена соответствующая карта. В результате этого проектировщики избавляются от необходимости определять в каждом отдельном случае расчетную толщину снежного покрова. Они могут пользоваться готовыми точными данными, представленными нами для всей территории республики (см. табл. 3).



Фиг. 2. Расчетные толщины снежного покрова с вероятностью 5 %. В скобках средние от максимальных толщины снежного покрова; в этих районах не установлена закономерность распределения.

Т а б л и ц а 3

Расчетное возвышение бровки земляного полотна
над поверхностью снежного покрова (в м)

Наименование района	Техническая категория автомобильной дороги			
	I	II-III	IV	V
Хийумааский	1,10	0,90	0,80	0,70
Кингисеппский	1,00	0,80	0,70	0,60
Хаапсалуский	1,05	0,85	0,75	0,65
Харьуский	1,10	0,90	0,80	0,70
Пярнуский	1,15	0,95	0,85	0,75
Раплаский	1,20	1,00	0,90	0,80
Раквереский	-	-	-	-
Пайдеский	1,20	1,00	0,90	0,80
Вильяндиский	-	-	-	-
Йыгеваский	-	-	-	-
Тартуский	1,15	0,95	0,85	0,75
Валгаский	-	-	-	-
Кохтла-Ярвеский	1,15	0,95	0,85	0,75
Пыльваский	1,15	0,95	0,85	0,75
Выруский	-	-	-	-

Determining of Highway Levels Unbound by Snow
in the Conditions of the Estonian SSR

Summary

In this paper annual maximum data of the snow measuring points of the Estonian SSR have been arranged in groups. From these groups statistical series have been composed and worked up with methods of mathematical statistics. As a result the thicknesses of snow cover for various regions have been obtained in different degrees of probability.

In conclusion the levels of causeways unbound by snow are given in different regions of the Estonian SSR which are conditioned by the thickness of snow cover and the classes of highways.

УДК 665.635.88+665.45

М.К.-Э. Коппель

СВОЙСТВА БИТУМОВ, ИЗГОТОВЛЯЕМЫХ ИЗ ГУДРОНА
С ДОБАВЛЕНИЕМ ТЯЖЕЛОГО СЛАНЦЕВОГО МАСЛА

Как известно, сланцевые битумы имеют по сравнению с нефтяными хорошую прилипаемость к каменным материалам. Это обстоятельство вызвало попытки применить сланцевый битум или масло в качестве поверхностной добавки (Каск, Юрашунас и др.). Большей частью рекомендуется применять сланцевые масла, которые являются одновременно и разжижителями [5,2]. Эти рекомендации применяются в практике.

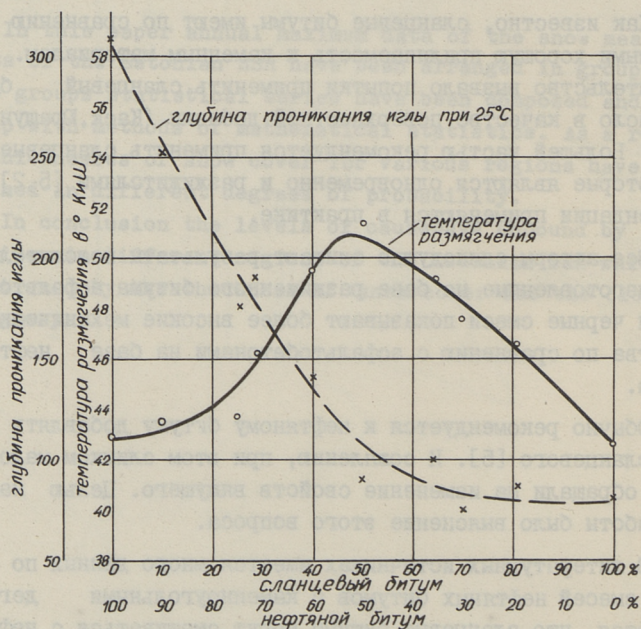
Все авторы единодушно считают результаты положительными, т.е. изготовленные на базе разжиженного битума асфальтобетоны или черные смеси показывают более высокие механические свойства по сравнению с асфальтобетонами на базе нефтяного битума.

Обычно рекомендуется к нефтяному битуму добавлять 10 - 20 % сланцевого [5]. К сожалению, при этом слишком мало внимания обращали на изменение свойств вяжущего. Целью настоящей работы было выяснение этого вопроса.

В литературных источниках имеется много данных по свойствам смесей нефтяных битумов с каменноугольными дегтями. Считается, что сланцевые битумы могут смешиваться с нефтяными битумами и каменноугольными дегтями в любых отношениях [1, 2].

При взаимном смешивании битумов существует правило, что температуры размягчения смеси мало отклоняются от линии, которая соединяет на графике температуру размягчения исходных материалов, если химические составы битумов близкие.

Нефтяные битумы, состоящие из углеродистых соединений, отличаются значительно от сланцевых, которые состоят из кислородных соединений. Особенно значительные отклонения бывают, если химические составы слишком различны или битумы трудно растворяются друг в друге. Поэтому можно предположить, что при смешении нефтяного битума со сланцевым вязкостные свойства смесей существенно отличаются от свойств исходных материалов. Для проверки этого предположения изготовили группу смесей из нефтяного и сланцевого битума с разными составами. Изменения глубины проникания иглы и температуры размягчения по К и Ш изображены на изотермических диаграммах, дающих зависимость этих показателей от состава (фиг. 1).

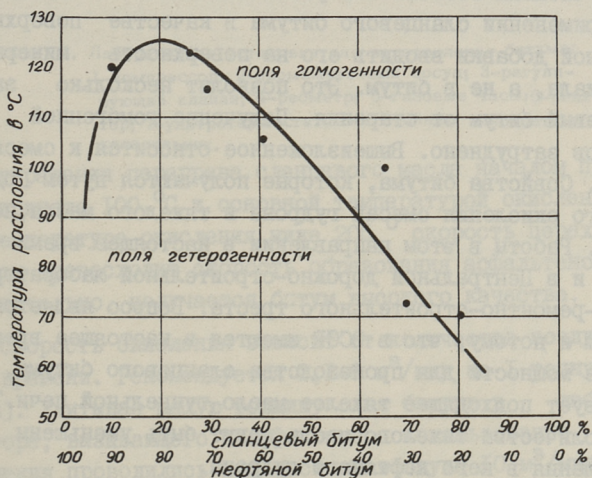


Фиг. 1. Зависимости свойств смесей сланцевого и нефтяного битума.

Линия диаграммы утверждает это предположение и не совпадает с ранее опубликованными данными К.Каска [2]. Следовательно, возможно, что эти битумы образуют неустойчивые смеси. Обнаружить такое расслоение очень трудно ввиду высо-

кой вязкости и темного цвета битумов. Попытки применить термический анализ не дали доказательств о расслоении битумов, так как определенного химического состава последние сами не имеют.

В ходе изготовления смесей битумов замечено, что при охлаждении на дне чашки пенетрации появляется, начиная с определенной температуры, слой, вязкость которого резко отличается от вязкости верхнего слоя. Следовательно, эта температура является для данной смеси температурой расслоения.



Фиг. 2. Вероятная кривая расслоения смесей сланцевого и нефтяного битума.

Полученная таким образом кривая расслоения изображена на фиг. 2. Обстоятельство, что на дне чашки состав смеси отличается от состава на поверхности, проверяли следующим путем. Изготовили гомогенную смесь, которая состояла из 49,7% сланцевого и из 50,3% нефтяного битума. Смесь хранили длительное время в пробирке при температуре 90 °С. Затем смесь охладили до температуры +5 °С и пробирку разделили на 3 части. Нижняя и верхняя части подвергались анализу методом адсорбции красителей. Как известно, метиленовый голубой имеет способность избирательно адсорбировать на поверхности каменного материала, а также на поверхности сланцевого битума.

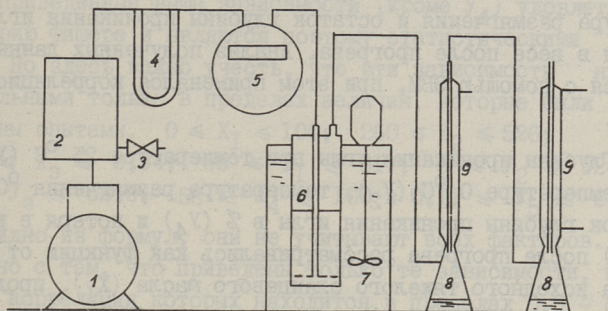
ма. В отношении нефтяного битума такая способность у метиленового голубого отсутствует.

Анализ показал, что битум на дне пробирки адсорбирует с метиленовым голубым примерно в 1,6 раза больше, чем битум поверхностного слоя. Следовательно, сланцевый битум после расслоения медленно движется вниз из-за более высокого удельного веса. Движению противодействует вязкость битума. Поэтому верхний слой не состоит из чистого нефтяного, а вероятно, из гетерогенного раствора битумов.

Учитывая возможность расслоения смесей битумов лучше при применении сланцевого битума в качестве поверхностно-активной добавки вводить его на поверхность минерального материала, а не в битум. Это позволит несколько защитить сланцевый битум от старения. Получение гомогенной смеси битумов затруднено. Вышеизложенное относится к смесям битумов. Свойства битума, которые получаются путем одновременного окисления смесей гудрона и тяжелого масла, не изучены. Работы в этом направлении в настоящее время проводятся и в Центральной дорожно-строительной лаборатории Дорожно-ремонтно-строительного треста. Вопрос является актуальным и потому, что в ЭССР имеются в настоящее время свободные мощности для производства сланцевого битума, но отсутствует подходящее тяжелое масло туннельной печи. Требуемые количества тяжелого масла могут быть уменьшены путем добавления в него нефтяного гудрона.

Образцы исследуемых битумов изготовлялись в лабораторном реакторе (фиг. 3). Реактор представляет собой медный цилиндр диаметром 43 мм и высотой 395 мм. Воздух для окисления подавался в нижнюю часть реактора. Постоянство температуры окисления обеспечивалось при помощи ультратермостата. Ориентировочное количество воздуха на единицу времени определялось при помощи реометра, а общее количество — по данным газовых часов.

Количество исходных материалов было 300 гр., что составляет 53 % от объема реактора. Режим окисления выбирался, исходя из свойств сланцевых масел и битумов. Рекомендуются начало продувки воздуха 100 °C и температура окисления 150 °C [3]. Для изготовления нефтяного битума рекомендуется окислять при температурах до 240 °C [4]. Для



Фиг. 3. Лабораторная установка для изготовления битума:
 1-компрессор; 2-промежуточный сосуд; 3-регулирующий клапан; 4-реометр; 5-газовые часы; 6-реактор; 7-ультратермостат; 8-отстойник; 9-обратный холодильник.

предотвращения перегрева сланцевого масла началом продувки было принято 100°C и основной температурой окисления 150°C . При температуре окисления ниже 200° скорость перехода масла в смолы превосходит скорость образования асфальтенов из смол. Следовательно, получается битум высокого качества.

Скорость окисления зависит от количества воздуха на единицу времени. Рекомендуется $2,1-6 \text{ м}^3/\text{мин}$ на 1 тонну битума [3, 4]. Учитывая малую толщину слоя битума в лабораторном реакторе, вызывающего неэффективное использование воздуха, окисления проводились при расходе воздуха $10 \text{ м}^3/\text{мин}$ на 1 тонну битума (3 литра в минуту на рабочий объем реактора).

Исходными материалами были нефтяной гудрон температурой размягчения 38°C по К и Ш и сланцевое тяжелое масло тоннельной печи Кивийлиского комбината.

Для изготовления образцов битума использовали разные составы исходных материалов. За процессом окисления следили по данным изменения температуры размягчения, так как определение глубины проникания иглы, которая является исходной величиной распределения битума по маркам, требует слишком много битума и времени. Эксперимент был направлен на получение вязкого битума с температурой размягчения с интервалом $40-45^{\circ}\text{C}$. При оценке свойств изготовленных битумов определялись глубины проникания иглы при температурах 25°C и 0°C , тем-

пература размягчения и остаток глубины проникания иглы и потеря в весе после прогрева. Анализ полученных данных проводился с помощью ЭВМ, при этом применялся корреляционный метод.

Глубины проникания иглы при температуре 25 °С (Y_1) и при температуре 0 °С (Y_2), температура размягчения °С (Y_3), остаток глубины проникания иглы в % (Y_4) и потеря в весе в % (Y_5) после прогрева рассматривались как функции от процента исходного тяжелого сланцевого масла (X_1), продолжительности в минутах (X_2) и интенсивности (X_3) окисления.* Искали нелинейную корреляцию, исходя из следующей формулы:

$$Y = B_0 + B_1 X_1 + B_2 X_2 + B_3 X_3 + B_4 X_1 X_2 + \\ + B_5 X_1 X_3 + B_6 X_2 X_3 + B_7 X_1^2 + B_8 X_2^2 + B_9 X_3^2 .$$

Получили следующие зависимости:

$$Y_1 = -8,268 X_1 + 0,8139 X_1 X_3 - 1,302 X_2 + \\ + 0,0766 X_1^2 + 611,11; \quad R = 0,92;$$

$$Y_2 = -5,400 X_1 + 0,360 X_2 X_3 - 1069,48 X_3 + \\ + 1,537 X_1 X_3 - 1,611 X_2 + 0,01283 X_1^2 + \\ + 0,0001749 X_2^2 + 141,42 X_3^2 + 2117,9; \quad R = 0,91;$$

$$Y_3 = 0,5215 X_1 - 0,00207 X_1 X_2 - 0,0167 X_2 + \\ + 0,000198 X_1^2 + 0,000281 X_2^2 + 28,01; \quad R = 0,90;$$

$$Y_4 = -0,0031 X_1^2 + 3,429 X_3^2 + 60,500; \quad R = 0,78;$$

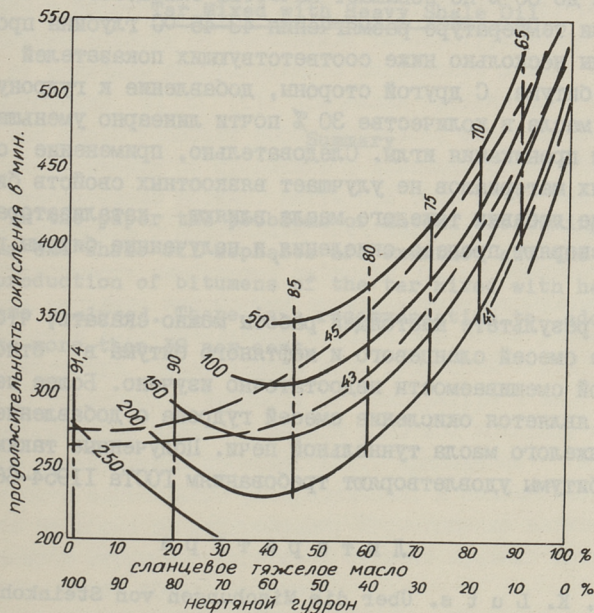
$$Y_5 = 0,2491 X_1 + 0,0642 X_3 X_2 - 15,8 X_3 - 0,0793 X_1 X_3 + \\ + 0,000434 X_1 X_2 - 0,166 X_2 - 0,00000206 X_1^2 - \\ - 0,0000497 X_2^2 + 43,94; \quad R = 0,95.$$

* Интенсивность окисления принята в литрах на минуту во всем объеме окисляемого битума (при данном случае $10 \times 0,3 = 3$ л/мин).

Приведенные выше зависимости (кроме Y_4) удовлетворяют критерию Фишера и являются поэтому статистическими вероятными. Но здесь важно учесть, что эти зависимости являются правильными только в пределах величин, которые были установлены опытами. $0 \leq X_1 \leq 100$; $260 \leq X_2 \leq 526$; $2,69 \leq X_3 \leq 3,34$; $59 \leq Y_1 \leq 317$; $3 \leq Y_2 \leq 92$; $39 \leq Y_3 \leq 52,0$; $56 \leq Y_4 \leq 100$ и $0,11 \leq Y_5 \leq 2,01$.

Как видно из формул, они не учитывают всех факторов. Это связано с тем, что приведены только те зависимости, коэффициент корреляции которых находится в пределах $0,9 \div 0,95$. Более высокие коэффициенты связаны с более сложными зависимостями и здесь не приводятся.

Особый интерес вызывает зависимость Y_4 , т.е. факторы, влияющие на остаточную пенетрацию. Как известно, недостаточ-



Фиг. 4. Зависимости свойств битумов от исходного состава сырья и продолжительности окисления при расходе воздуха 10 м^3 в минуту на одну тонну битума ;
 — глубина проникания иглы;
 — температура размягчения в $^{\circ}\text{C}$;
 — . — глубина проникания иглы в остаток после прогрева в %.

ная остаточная пенетрация является одним из основных недостатков сланцевого битума. Из зависимости явствует, что устойчивость сланцевого битума ($\chi_1 = 100$) против старения можно повысить главным образом повышением интенсивности окисления. Малые количества добавок гудрона существенно не повышают устойчивость против старения сланцевого битума, а наоборот — малые количества тяжелого масла не ухудшают нефтяного битума.

По данным корреляционного анализа составлена фиг. 4, где приведена глубина проникания иглы до и после прогрева и температура размягчения в зависимости от исходного состава сырья и продолжительности окисления. Расход воздуха принят постоянным 10 м^3 в минуту на 1 тонну битума.

Из фигуры явствует, что добавление к сланцевому маслу гудрона до 60 % не повышает качества сланцевого битума. Даже при температуре размягчения 43–45 °С глубина проникания иглы несколько ниже соответствующих показателей сланцевого битума. С другой стороны, добавление к гудрону тяжелого масла в количестве 30 % почти линейно уменьшает глубины проникания иглы. Следовательно, применение смесей исходных материалов не улучшает вязкостных свойств битума. Но малые добавки тяжелого масла влияют катализаторами, т.е. ускоряют процесс окисления, и полученные битумы гомогенны.

В результате настоящей работы можно сказать, что применение смесей сланцевого и нефтяного битума в отношении взаимной смешиваемости недостаточно изучено. Более перспективным является окисление смесей гудрона с добавлением до 30 % тяжелого масла туннельной печи. Полученные таким образом битумы удовлетворяют требованиям ГОСТа II954–66.

Л и т е р а т у р а

1. K. L u t s. Über die Mischungen von Steinkohlenteer mit Estobitumen. "Asphalt und Teer Straßenbautechnik", Nr. 26, S. 678, 1931.

2. K. K a s k, H. T a m v e l i u s. Naftabituumenite segamisest põlevkivibituumeniga ja põlevkiviõliga. "Auto-transport ja Maanteed", nr. 3(9), lk. 9, 1961.

3. И.А. У с к. Сланцевый битум. Таллин, 1959.

4. Р.Б. Г у н, И.Л. Г у р е в и ч. Производство нефтяных битумов. М., 1960.

5. К.А. К а с к, Р.А. А м б р о с. Применение сланцевого битума в дорожном строительстве Прибалтики. - "Автомобильные дороги", № 2, 1962, стр. 12.

M. Koppel

The Properties of Petroleum Asphalts made of the
Tar Mixed with Heavy Shale Oil

Summary

In the paper the problems of mutual dissolving of petroleum and shale oil asphalts are examined and the facilities for production of bitumens of the tar mixed with heavy shale oil are analysed. There is a recommendation to add shale oil no more than 30 per cent.

УДК 665.521.9.017

В.К. Меспак

МОДЕЛИРОВАНИЕ СТРУКТУРНОЙ ВЯЗКОСТИ БИТУМОВ

Заметные трудности при моделировании реологических свойств битумов возникают из-за конденсационных связей между макромолекулами асфальтеновых составляющих, вызывающих появление вторичной структуры. Момент равновесия между разрушением и восстановлением этой структуры под деформирующим напряжением зависит от абсолютной температура вещества T , а также от величины деформирующего напряжения p или скорости деформирования $d\gamma/dt$ [1]. При малых градиентах скорости почти все связи успевают восстановиться, ибо влияние броуновского движения по сравнению с влиянием градиента скорости относительно велико. Битум при этом течет как ньютоновская жидкость с постоянным значением вязкости η_0 .

Зависимость наибольшей вязкости η_0 от температуры может быть выражена некоторыми эмпирическими формулами, которые являются действительными в более или менее узком интервале температур. Предложенная И.М. Руденской и А.В. Руденским [2] зависимость вязкости от температуры в виде интеграла вероятности является первой попыткой исходить из статистики молекулярных происшествий. Применение интеграла вероятности нормального распределения, к сожалению, подтверждается не всеми экспериментами. Исследование вязкости неразрушенной структуры сланцевых битумов привело автора к выведению более общего закона:

$$\ln \eta = N(1 - G \exp(-(T_0/T)^c)), \quad (1)$$

где N и c — постоянные;

G — постоянная или функция от абсолютной температуры;

T_0 — условная температура твердения.

Формула (I) напоминает закон Вейбулла статистического распределения [3].

Следует отметить, что структурированные системы не могут выражаться однозначным показателем вязкости, а характеризуются сложной математической моделью, в то время как поведение материала с неразрушенной структурой (или ньютоновской жидкостью) может довольно точно быть описано сравнительно с несложной моделью (например, моделью тела Бургера) [4]. Некоторые попытки моделирования пространственно структурированных полимеров сделаны Р.Близардом, Р.Мэрвиним, Д. Ферри, Р. Ланделем и М. Вильямсом [5]. Следует также отметить модель А.А. Иноземцева [6], которая позволяет также учесть особенности вторичной структуры вещества.

Одна возможность характеризовать деформирование веществ с неньютоновской вязкостью, видимо, заключается в модели, предлагаемой вниманию читателей на фиг. I. В этой модели пружины $E_{11} \dots E_{1n}$ играют роль межмолекулярных разрушающихся и вновь восстанавливающихся связей. В случае неразрушенной структуры все связи успевают восстановиться и число разрушенных пружин E_{ii} равняется нулю ($i = 0$). Для частично разрушенной структуры равновесие наступает при $0 < i < n$ разрушенных пружинах. Когда $i = n$, структура является полностью разрушенной.

В случае разрушения элементов E_{ii} соответствующие кельвиновы тела превращаются в ньютоновские и будут привлечены к установившемуся течению с определенной скоростью, тем самым уменьшая вязкость общей модели.

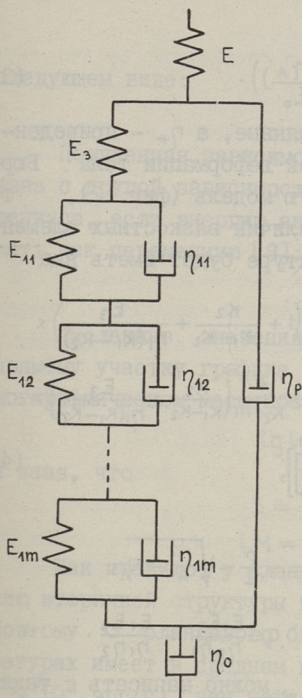
Видимо, придется предполагать, что число разрушенных связей n также подчиняется какому-то закону статистической вероятности и зависит от величины деформирующего напряжения хотя бы в следующем виде:

$$n = (1 - \exp(-(p/p_m)^s)), \quad (2)$$

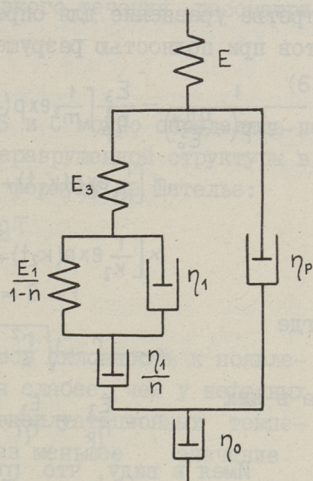
где s - постоянная;

p_m - прочность самой слабой связи.

Предполагаем, что $\eta_{11} = \eta_{12} = \dots = \eta_{1n}$ и жесткость пружин E_{ii} также одинакова. Тогда сложную модель на фиг. I удобнее перевести в более простую форму (фиг. 2). В этой моде-



Фиг. 1. Реологическая модель структурной вязкости битума.



Фиг. 2. Упрощенная модель структурной вязкости битума.

ли

$$\eta_i = \frac{\eta_{ii}}{m}, \quad E_i = \frac{E_{ii}}{m}.$$

При

$$n = 0 \quad \eta = \eta_0$$

$$n = 0 \quad \eta = \frac{\eta_0(\eta_p + \eta_1)}{\eta_0 + \eta_p + \eta_1}.$$

Для выведения величин отдельных вязкостных элементов не хватает экспериментального определения крайних величин общей вязкости η вещества. Третьим условием является время запаздывания эластичной деформации. Исследование деформирования сланцевых дорожных битумов установлено, что запаздывающая часть эластичности, если материал рассматривается как тело Бюргера, зависит от температуры следующим образом:

$$E_1 = E_0 \left(1 - \exp\left(-\frac{\sigma \eta_*}{E_0}\right) \right). \quad (3)$$

В этой формуле E_0 и σ — постоянные, а η_* — приведенная вязкость запаздывания эластичной деформации тела Бургера. Когда исследуют более сложную модель (фиг. 2), то третье уравнение для определения величин вязкостных элементов при полностью разрушенной структуре будет иметь вид

$$\begin{aligned} \frac{1}{1 - \exp\left(-\frac{\sigma \eta_*}{E_0}\right)} = & \frac{E_3}{\eta_p^2} \left[\frac{1}{m^2} \exp(-mt) - \frac{1}{k_1 + m} \left(1 + \frac{k_2}{k_1 - k_2} + \frac{E_3}{\eta_1(k_1 - k_2)} \right) \times \right. \\ & \times \left[\frac{1}{k_1} \exp(k_1 t) + \frac{1}{m} \exp(-mt) \right] + \frac{1}{k_2 + m} \left(\frac{k_2}{k_1 - k_2} + \frac{E_3}{\eta_1(k_1 - k_2)} \right) \times \\ & \left. \times \left[\frac{1}{k_2} \exp(k_2 t) + \frac{1}{m} \exp(-mt) \right] \right], \quad (4) \end{aligned}$$

где

$$k_1 = -\frac{r}{2} + \sqrt{\frac{r^2}{4} - q}, \quad \text{и} \quad k_2 = -\frac{r}{2} - \sqrt{\frac{r^2}{4} - q},$$

а в них

$$r = \frac{E_3}{\eta_p} + \frac{E_3}{\eta_1} + \frac{E_3}{\eta_2} + \frac{E_1}{\eta_1}, \quad q = \frac{E_1 E_3}{\eta_p \eta_1} + \frac{E_1 E_3}{\eta_1 \eta_2}.$$

Имея в виду, что $m = \frac{E_3}{\eta_p} + \frac{E_3}{\eta_2}$, можно написать также

$$r = m + \frac{E_3 + E_1}{\eta_1} \quad \text{и} \quad q = m \frac{E_1}{\eta_1}.$$

Решение таких систем уравнений возможно только при помощи современной электронно-вычислительной техники, благодаря чему исследователи могут приступить и к более сложным моделям, которые еще разностороннее могут раскрывать истинную сущность реальных веществ.

Особое внимание заслуживает величина ρ_m в формуле (2). При исследовании структурной вязкости сланцевых битумов выявилось, что степень разрушаемости вторичной структуры зависит от мощности, приложенной при деформировании материала. Это предположение утверждается также данными для нефтяных битумов и мастик [7]. Для интенсивного разрушения все новых и новых связей со скоростью, превышающей скорость восстановления их, затраченная за единицу времени энергия должна быть больше энергии восстановления связей. Последняя зависит от температуры, так как ей противодействует тепловая энергия активации молекул. В первом приближении уравнение мощности разрушения структуры может быть представлено в

следующем виде:

$$N = \frac{S}{T^c}. \quad (5)$$

Полученная зависимость в константах S и C тесно связана с другой зависимостью, которая вытекает из закона Аррениуса, если энергию активации вязкого течения рассматривать как переменную [8]:

$$U = \frac{R \cdot S}{T^c}. \quad (6)$$

Численные значения констант S и C можно определить по прямому участку графика вязкости неразрушенной структуры в логарифмическом масштабе, применяя формулу Ле Шателье:

$$\lg \lg \eta = A - B \lg T$$

и зная, что

$$S = \frac{10^A}{M} \quad \text{и} \quad C = B - 1$$

$$(M = 0,4343).$$

Как правило, у сланцевых битумов склонность к появлению вторичной структуры проявляется слабее, чем у нефтяных. Поэтому U сланцевого битума при эксплуатационных температурах имеет в среднем в десять раз меньшее значение ($\sim 10^3$ эрг/с), чем нефтяного битума.

Разработкой литературных данных [7] установлено также, что сущность явления остается той же и для мастик.

Высказанное раньше предположение автора, что скорость температурных деформаций асфальтобетонных покрытий не вызывает разрушения вторичной структуры сланцевого битума, не подтвердилось.

Л и т е р а т у р а

1. Б.В. В е д е н и е в, Н.В. М и х а й л о в. Трубопроводный транспорт горячего битума. М., 1962.
2. И.М. Р у д е н с к а я, А.В. Р у д е н с к и й. Реологические свойства битумов. М., 1967.
3. W. W e i b u l l. A Statistical Distribution Function of Wide Applicability. J. Appl. Mech., 18, 3/1951.
4. Н.В. М и х а й л о в, П.А. Р е б и н д е р. О структурно-механических свойствах дисперсных и высокомолекулярных систем. Коллоидный журнал ХХУП 2/1955.

5. J.D. F e r r y. Viscoelastic Properties of Polymers. New-York-London, 1961.

6. А.А. И н о з е м ц е в. Сопротивление упруговязких материалов. Стройиздат, 1966.

7. Н.В. М и х а й л о в и др. Полимер-битумные изоляционные материалы. М., 1967.

8. В.К. М е с я к. Математическое моделирование физико-механических свойств битумов. Тезисы докладов II республиканской научно-технической конференции по автомобильным дорогам и геодезии. Таллин, 1972.

V. Mesjak

Modelling the Structural Viscosity of Bitumens

Summary

Structural viscosity as a phenomenon is closely connected with the statistics of destruction and restoration of intermolecular bonds. In the article it is shown on experimental data that the equation describing the degree of destruction of the bonds takes the form of the Weibull's statistical distribution function and can be characterized by a comparatively simple mechanical model.

On the basis of working up the experimental data the structural viscosity of shale oil bitumens is found to be more weakly expressed than that of petroleum asphalts.

УДК 656.138.027
519.264

И.О. Пихлак, М.А. Хоолма

ПРИМЕНЕНИЕ ЭЦВМ ДЛЯ ОБРАБОТКИ ДАННЫХ ГОРОДСКИХ ТРАНСПОРТНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

Рациональное применение электронных цифровых вычислительных машин позволяет свести к минимуму процесс обработки данных анкетных обследований.

При обследовании использования личных легковых автомобилей в Таллине в 1965, 1966 и 1969 гг. данные обрабатывались на ЭЦВМ "Минск-2" и "Минск-22".

Для получения таблиц распределения в 1965 и 1966 гг. программы были составлены на языке МАЛГОЛ [2].

Ниже изложены методы обработки данных обследования в 1969 г. [6].

Для подробного исследования факторов, влияющих на использование личных легковых автомобилей для трудовых передвижений, во время техосмотра с 18 апреля по 21 мая 1969 года в ГАИ Таллина был проведен выборочный устный стандартизированный опрос (интервью) владельцев личных автомобилей. Объем выборки был определен по данным ранних обследований. Всего было опрошено 878 владельцев, что составляет 10,3 % от общего их количества. Ответы 871 владельца оказались годными для обработки. Вопросник содержал 34 вопроса. На каждый вопрос было предложено 15 вариантов возможных ответов, которые опрашиваемые не знали. На опрос одного автовладельца потребовалось в среднем 8-12 минут.

Для получения таблиц распределения использовалась программа обработки социологических анкет, составленная в Институте кибернетики АН ЭССР М. Хоолмой для "Минск-22" [3], основные принципы которой излагаются ниже.

На ЭЦВМ в принципе можно обрабатывать только анкеты с закрытыми вопросами, т.е. вопросы с заданными вариантами возможных ответов. Все заданные варианты ответов при каждом вопросе последовательно пронумерованы. Порядковый номер варианта ответа называется кодом этого ответа.

В случае необходимости в анкете могут быть также полузакрытые (заданы не все варианты возможных ответов) или открытые (совсем нет вариантов ответов) вопросы. Но в таких случаях следует перед обработкой провести апостериорную классификацию (разделить данные ответы на фиксированные классы) и кодирование ответов.

Все вопросы в анкете последовательно пронумерованы. Количество вопросов, подвергаемых машинной обработке, не может превышать 127. Одному вопросу может быть задано до 16 различных вариантов ответов (в исключительных случаях до 32). Следовательно, максимальный объем обрабатываемой анкеты $127 \times 16 = 2032$ различных вариантов ответов.

Анкета, в которой на все вопросы даны ответы, называется заполненной анкетой. Часто бывает, что в анкете встречаются пропуски, т.е. на некоторые вопросы нет ответа. Такие пропуски при обработке допустимы (они отмечаются специальным кодом, например "0"), но нежелательны.

Анкета, в которой ответы на все вопросы, подвергаемые машинной обработке, кодированы, называется кодированной анкетой. На основании кодированной анкеты следует вычислять два контрольных числа, которые необходимо задать ЭЦВМ вместе с каждой кодированной анкетой как исходную информацию. Этими контрольными числами являются следующие:

1) контрольная сумма Σ кодированной анкеты - арифметическая сумма кодов (порядковых номеров) отмеченных вариантов ответов по всей анкете;

2) ι - количество отмеченных ответов по всей кодированной анкете.

Эти два контрольных числа записываются в конце каждой анкеты. Последовательность отмеченных ответов на вопросы вместе с контрольными числами Σ и ι образует код-

анкету. Количество обрабатываемых код-анкет может быть в принципе любым, но обработка становится затруднительной, если их число больше 10000.

Для статистической обработки анкет предназначены программы ПП-ПЗ, которые можно рассматривать как независимые и работу с ними - как самостоятельные этапы обработки анкет. Предусмотрено последовательное использование программ ПП-ПЗ с записью промежуточных результатов на магнитную ленту (НМЛ).

Основные этапы машинной обработки анкет следующие:

I этап - перфорирувание код-анкет. Вся информация перфорируется целыми числами в десятичной системе. В один массив перфорируется m код-анкет так, чтобы количество слов в этом массиве не превышало бы числа 4096 (под словом понимается один из ответов вместе со знаком записи).

II этап - проверка правильности перфорации код-анкет при помощи программы П1. При каждом типе ошибок на БПМ-20 печатаются соответствующие признаки для различения видов ошибок. После проверки правильные код-анкеты записываются с программой П1 на НМЛ в подходящем для дальнейшей обработки виде.

III этап - подсчет ответов по всем код-анкетам и заполнение таблиц распределения ответов при помощи программы П2. Таблицы распределения характеризуют распределение различных вариантов ответов по одному, двум и трем вопросам или при дополнительных условиях на одновременные ответы на некоторые другие вопросы. Заполненные таблицы распределения записываются на НМЛ программой П2 как необходимая для дальнейших вычислений информация.

Для того, чтобы зафиксировать одну конкретную таблицу распределения ответов, необходимо указать порядковые номера соответствующих вопросов. Например, таблицу распределения ответов по вопросам 7, 10 и 15 отмечают как 7 x 10 x 15. При такой комбинации вопросов результаты печатаются в нескольких таблицах (количество таблиц зависит от количества вариантов ответов на 15-й вопрос). Дополнительные условия можно задавать в трех разных видах. Объясним это на одном примере.

Требуется получить таблицу распределения ответов по вопросам I и I2 по таким анкетам, у которых на 3-й вопрос отмечен ответ с кодом I и на 7-й вопрос отмечен хотя бы один из ответов с кодами 2 или 3, отмечается как таблица

$$I \times I2 / 3(I) \text{ и } 7(2,3) /.$$

IУ этап - вычисление разных процентных отношений и коэффициентов корреляции по таблицам распределений ответов, найденным на третьем этапе обработки. Таблицы распределения ответов и вычисленные величины печатаются на АЦПУ.

Первая напечатанная таблица (табл. I) - таблица распределения различных вариантов ответов по одному вопросу.

Т а б л и ц а I

Распределение ответов по одному вопросу

Порядковый номер вопроса	Коды ответов				Число ответвленных анкет от общего числа
	I	2	...	I6	
I	n_{II} p_I p_2	n_{I2} p_I p_2	...	n_{II6} p_I p_2	n'_I
2	n_{2I} p_I p_2	n_{22} p_I p_2	...	n_{2I6} p_I p_2	n'_2
...
K	n_{KI} p_I p_2	n_{K2} p_I p_2	...	n_{KI6} p_I p_2	n'_K

k - количество вопросов в анкете;

n_{ij} - количество ответов на i-й вопрос с кодом j;

n - общее количество обрабатываемых анкет;

n'_i - количество анкет, в которых на i-й вопрос отмечен хотя бы один вариант ответа; $n'_i < n$, если в некоторых анкетах не было отмечено никакого ответа на

i -й вопрос; $n_i' = n$, если в каждой анкете был отмечен или один или несколько вариантов ответов на i -й вопрос; $n_i' = \sum_j n_{ij}$, если в каждой анкете с ответом на i -й вопрос был отмечен точно один ответ; если в некоторых анкетах было отмечено больше одного ответа на i -й вопрос, то $n_i' < \sum_j n_{ij}$;

p_I - процентное отношение числа n_{ij} к числу n ;

p_2 - процентное отношение числа n_{ij} к числу n_i' .

Следующие выпечатанные на АЦПУ таблицы - это таблицы распределения ответов по заданным компонентам вопросов. Тип таблицы (по каким вопросам и при каких дополнительных условиях) показан в ее заглавии.

Общий вид таких таблиц показан в таблице 2.

Т а б л и ц а 2

Распределение ответов по вопросам $A = \langle 2 \rangle$ и $B = \langle 5 \rangle$
 при условиях: $\langle 3 \rangle$ имеет ответ |1.|
 и $\langle 7 \rangle$ имеет ответ |2. 3.|

A	B	1	2	...	v_B	
I		n_{I1}	n_{I2}	...	$n_{I v_B}$	$n_{I ж}$
		p_I	p_I	...	p_I	$p_{I ж}$
		p_2	p_2		p_2	
2		n_{21}	n_{22}	...	$n_{2 v_B}$	$n_{2 ж}$
		p_I	p_I	...	p_I	$p_{2 ж}$
		p_2	p_2		p_2	
...
v_A		$n_{v_A 1}$	$n_{v_A 2}$...	$n_{v_A v_B}$	$n_{v_A ж}$
		p_I	p_I	...	p_I	$p_{v_A ж}$
		p_2	p_2		p_2	
		$n_{ж 1}$	$n_{ж 2}$...	$n_{ж v_B}$	N
		$p_{ж 1}$	$p_{ж 2}$		$p_{ж v_B}$	

v_A - количество различных вариантов ответов на вопрос A_i ;

v_B - количество различных вариантов ответов на вопрос B_j ;

n_{ij} - количество совпадений ответов A_i и B_j на вопросы A и B , $n_{ij} \leq n_i$;

n_{i*} - количество анкет, где на вопрос A был отмечен ответ с кодом A_i , если одновременно на вопрос B был отмечен какой-нибудь ответ из возможных ответов B_j ;

$$n_{i*} = \sum_{j=1}^{v_B} n_{ij}; \quad n_{i*} \leq n \quad \text{или} \quad n_{i*} > n$$

(если на вопрос B отмечено одновременно несколько различных вариантов ответов);

p_i - процентное отношение числа n_{ij} к числу n_{i*} ;

n_{*j} - количество анкет, где на вопрос B был отмечен ответ с кодом B_j , если одновременно на вопрос A был отмечен какой-нибудь ответ из возможных вариантов ответов A_i ;

$$n_{*j} = \sum_{i=1}^{v_A} n_{ij}, \quad n_{*j} \leq n \quad \text{или} \quad n_{*j} > n,$$

p_j - процентное отношение числа n_{ij} к числу n_{*j} ;

N - общее количество совпадений различных вариантов ответов в таблице распределения ответов;

p_{i*} - процентное отношение числа n_{i*} к числу N ;

p_{*j} - процентное отношение числа n_{*j} к числу N .

В конце каждой таблицы распределения печатаются некоторые величины с целью характеристики зависимости и корреляции между вопросами.

Вычисляются:

I) степень свободы

$$f = (v_A - 1)(v_B - 1) \quad (I)$$

и χ^2 - квадрат

$$\chi^2 = \sum_i \sum_j \frac{(n_{ij} - \hat{n}_{ij})^2}{\hat{n}_{ij}}, \quad (2)$$

где

$$\hat{n}_{ij} = \frac{n_{i*} \cdot n_{*j}}{N}.$$

2) коэффициент корреляции Пирсона

$$C = \sqrt{\frac{\chi^2}{N + \chi^2}}, \quad 0 \leq C < 1. \quad (3)$$

3) коэффициент Нильсона [5] для нелинейной корреляции

$$H = \sqrt{1 - \left(\frac{\sum_i n_{i*}^2 \sum_j n_{*j}^2}{N^2 \sum_i \sum_j n_{ij}^2} \right)}, \quad 0 \leq H < 1. \quad (4)$$

4) коэффициент информации [5] ($J \geq 0$)

$$J(A, B) = H(A) + H(B) - H(A, B), \quad (5)$$

где $H(A)$, $H(B)$ и $H(A, B)$ энтропий ($H \geq 0$)

$$H(A) = \ln N - \frac{1}{N} \sum_i n_{i*} \cdot \ln n_{i*},$$

$$H(B) = \ln N - \frac{1}{N} \sum_j n_{*j} \cdot \ln n_{*j},$$

$$H(A, B) = \ln N - \frac{1}{N} \sum_i \sum_j n_{ij} \cdot \ln n_{ij}.$$

5) следующие коэффициенты [7]

$$d_1(A, B) = 1 - \frac{J(A, B)}{H(A)}, \quad 0 \leq d_1 < 1 \quad (6)$$

$$d_2(A, B) = 1 - \frac{J(A, B)}{H(B)}, \quad 0 \leq d_2 < 1 \quad (7)$$

$$d_3 = \sqrt{d_1 \cdot d_2}, \quad 0 \leq d_3 < 1. \quad (8)$$

6) чтобы характеризовать нелинейную корреляцию, коэффициент Линдута [5]

$$L = \sqrt{1 - e^{-2J(A, B)}}, \quad 0 \leq L < 1. \quad (9)$$

Одним обращением к ЭЦВМ можно получить такое количество таблиц, что их суммарный объем не превысит 2×4096 слов.

Если суммарный объем всех требуемых таблиц больше указанного предела, обработку следует разделить на отдельные части с отдельным заданием, соответствующим начальной информации.

В результате обработки ответов 871 автовладельца получено: 1 таблица распределения ответов по одному вопросу, 75 двумерных и 5 трехмерных таблиц, для решения и печатания которых потребовалось 119 минут.

Во время другого социологического обследования было опрошено 13465 посетителей библиотек. Вопросник содержал 24 вопроса, на которые были предложены до 31 гостовых отве-

тов. В результате обработки на "Минск-22" при помощи выше-изложенной программы получено:

1) 45 двумерных таблиц размерами от 10×5 до 10×31 с одним или двумя дополнительными условиями (решено и отпечатано за 6,5 часов);

2) 74 двумерных таблицы размерами от 10×5 до 10×13 с более, чем с двумя дополнительными условиями, (решено и отпечатано за 13 часов 50 минут).

Типовая программа регрессионного анализа составлена А. Иенк и У. Опер в Институте кибернетики АН ЭССР [1]. Программа регрессионного анализа предназначена для нахождения следующих статистик:

- арифметические средние входов \bar{x}_j и выходов \bar{y}_k ,
- их стандартные отклонения s_{xj} и s_{yk} ,
- корреляционная матрица P с элементами ρ_{jt} ,
- остаточное стандартное отклонение Δy_k ,
- коэффициенты регрессии b_{jk} ,
- их стандартные ошибки Δb_{jk} ,
- и свободный член b_{0k} ,
- коэффициенты регрессии для стандартизированных величин β_{jk} ,
- коэффициент множественной корреляции R_k ,
- отношение F_k ,
- обратная матрица ковариационной матрицы с элементами ρ_{jt} .

При решении нормальных уравнений используется метод исключения Гаусса. Система решается постепенно: на шаге в регрессионное уравнение добавляется из невходящих в регрессию параметров тот, который дает максимальное уменьшение остаточной дисперсии, далее определяются частичное регрессионное уравнение, соответствующий коэффициент множественной корреляции и обратная матрица ковариационной матрицы. Алгоритм решения нормальных уравнений заимствован из [6].

В ходе исследования закономерностей использования легковых автомобилей были проведены линейный и нелинейный регрессионные анализы между 17 парами вопросов, для чего потребовалось 35 минут.

Приведем для примера результаты одного из выполненных анализов.

Во многих зарубежных исследованиях установлена коррелятивная связь между уровнем автомобилизации и плотности населения - в районах с большей плотностью населения уровень автомобилизации меньше, чем в малонаселенных районах. Изучение существующего положения подтвердило эту закономерность в условиях Таллина. Получено следующее регрессионное уравнение:

$$y = 38,4 - 0,091 x$$

$$r = -0,904$$

где y - количество личных легковых автомобилей на 1000 жителей района;

x - плотность населения рассматриваемого района (чел/га).

Из проведенного анализа явствует, что прогнозы перспективной насыщенности автомобилями следует дифференцировать по районам города, а расчеты перспективных корреспонденций между транспортными районами должны выполняться с учетом неравномерного уровня автомобилизации разных районов.

Важное место в интерпретации полученных данных имеет их всесторонний анализ, используя при этом, кроме регрессионного и корреляционного анализа, еще теорию индексного анализа [8]. Структура парка легковых автомобилей непрерывно изменяется - увеличивается доля новых марок и уменьшается доля старых марок. Подробное изучение состава всей совокупности и произведенных в ней изменений необходимо при изучении закономерностей структурных сдвигов:

Среднегодовой пробег индивидуальных легковых автомобилей в Таллине составлял в 1964/65 гг. 8410 км, а в 1968/69 гг. 9480 км. Индекс изменения структуры

$$I^{н.с.} = \frac{\bar{L}_1}{L_0} = \frac{9480}{8410} = 1,127.$$

Следовательно, среднегодовой пробег в 1968/69 гг. увеличился, по сравнению с 1964/65 гг. в 1,127 раз или на 12,7 %.

Среднегодовой пробег автопарка в 1968/69 гг. при условии, что пробег всех марок остался прежним, можно выразить формулой

$$\bar{L}_1^{усл.} = \frac{\sum L_0 N_1}{N_1} = \frac{77460000}{8550} = 9060.$$

Данные для расчета приведены в таблице 3.

Т а б л и ц а 3

Марка автомо- биля	1969 г.		1965 г.	
	Кол-во автомо- билей	Средний пробег данной марки (км)	Кол-во автомо- билей	Средний про- бег данной марки, (км)
	N_1	L_1	N_0	\bar{L}_0
Волга	1450	10830	749	10050
Москвич 402-412	2300	8860	1350	8840
Москвич 400-401 и				
Победа	1825	8420	2569	7640
Запорожец	2545	10240	744	8970
Остальные	430	8300	817	7410
Итого (в среднем)	8550	9480	6229	8410

Индекс постоянной структуры среднегодового пробега равняется

$$I^{п.с.} = \frac{\bar{L}_1}{\bar{L}_1^{усл.}} = \frac{9480}{9060} = 1,046.$$

Этот индекс показывает, что если в структуре автопарка доли разных марок не изменялись бы, то среднегодовой пробег в 1968/69 гг. увеличился бы только на 4,6 %, по сравнению с 1964/65 гг.

За счет структурных сдвигов среднегодовой пробег увеличился в

$$I^{с.с.} = \frac{\bar{L}_1^{усл.}}{\bar{L}_0} = \frac{9060}{8410} = 1,078 \text{ раз}$$

или на 7,8 %, что составляет значительную долю от всего роста среднегодового пробега.

При предположении, что среднегодовой пробег разных марок является постоянной величиной, можно прогнозировать среднегодовой пробег всего парка, учитывая структурные сдвиги.

Анализ работы описанных программ позволяет сделать вывод об эффективности их применения при обработке данных транспортных обследований.

Л и т е р а т у р а

1. Институт кибернетики АН Эстонской ССР. Программы для ЭЦВМ "Минск-2", вып. 2. Программы по математической статистике I. Таллин, 1966.

2. Институт кибернетики АН Эстонской ССР. Программы для ЭЦВМ "Минск-2", вып. 4. Руководство по алгоритмическому языку *MALGOL*. Таллин, 1966.

3. Институт кибернетики АН Эстонской ССР. Программы для ЭЦВМ "Минск-22", вып. 9. Таллин, 1970.

4. Б. Л. В а н д е р В а р д е н. Математическая статистика. М., 1960.

5. А. Н и л ь с о н. Некоторые свойства сумм квадратов вероятностей и их математико-статистические приложения. Известия АН ЭССР, серия физ.-мат. и техн. наук, № I, 1965.

6. И. О. П и х л а к. Исследование подвижности семей, имеющих легковой автомобиль. Труды Таллинского политехнического института, серия А, № 310, Таллин, 1971.

7. М. А. Е ф р о у м с о н. Multiple Regression Analysis, Mathematical Methods for Digital Computers. New-York-London, 1960.

8. С. R a j s k i. A metric Space of Discrete Probability Distributions. "Information and Control" No 4, 1961.

9. U. M e r e s t e. Statistika üldteooria III. Indeksid. Tallinn, 1969.

I. Pihlak, M. Hoolma

Statistical Processing of Questionnaires

Using a Computer

Summary

In 1969 a study of trips in car-owning households of Tallinn was carried out. 878 car drivers were interviewed. A questionnaire of 34 items concerning traffic and personal characteristics was applied.

For the statistical data processing the program for statistical analysis of questionnaires was used. This program prints the contingency tables of factors and several statistics for measuring interaction and correlation between the two factors.

In addition to the tables the linear and nonlinear regression analysis was employed. This program prints the arithmetic means, the standard deviations and standard errors, the correlation matrix and the regression coefficients.

УДК 624.072.32:624.624

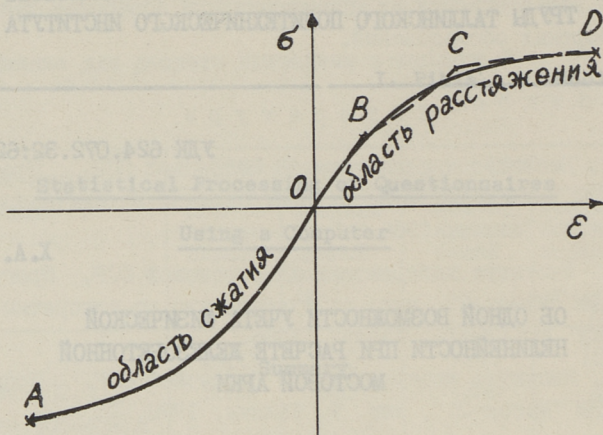
Х.А. Мянги

ОБ ОДНОЙ ВОЗМОЖНОСТИ УЧЕТА ФИЗИЧЕСКОЙ
НЕЛИНЕЙНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ЖЕЛЕЗОБЕТОННОЙ
МОСТОВОЙ АРКИ

В статье рассматриваются арки с нагрузкой из консервативной системы сил. Материалы (бетон и сталь) условно предполагаются равномерно распределенными по всему объему арки. Железобетон во всех точках конструкции считается (в качестве первого приближения) упругим, однородным и изотропным: во всех направлениях напряжения, имеющие решающее значение на прочность арки, расположена арматура. Закон Гука не действует. Действительны постулаты о плоских сечениях и о существовании начального состояния. Перемещения конструкции малы по сравнению с пролетом арки, но соизмеримы с размерами поперечного сечения.

Зависимость напряжения от деформации в железобетоне можно, при определенной скорости нагружения, представить согласно фиг. 1. Коррелирование негладкой части в растянутой области при помощи гладкой кривой обосновывается преимущественно сжатия в сечениях арки. Следует еще отметить, что при подборе корреляционной кривой на основе экспериментальных данных необходимо обеспечить более точное совпадение в области сжатия.

В приложениях теории упругости достигнуты довольно интересные результаты на основе пятиконстантной физической нелинейности, например, [1, стр. 104...115]. Однако пятиконстантная теория упругости удовлетворяет исследователей лишь при изучении деформации стали и других материалов, кривая $\sigma(\varepsilon)$ которых имеет длинную линейную часть. Этому условию не



Фиг. 1. Кривая деформации-напряжения в армированном бетоне, соответствующая определенной скорости нагружения. А - растрескивание сжатого бетона вокруг арматуры; В - перелом кривой при появлении трещин растяжения; С - начало течения арматуры; D - разрыв растянутой арматуры.

соответствуют бетон и железобетон. Следует перейти к большеконстантным теориям, закономерности которых образуются из членов, содержащих деформации в нечетных степенях [2, стр. 123]. Для описания возможного вертикального сдвига кривой напряжений на плоскости $\sigma - \varepsilon$ (фиг. 1) необходим также член с деформацией во второй степени.

В виде примера следует формула нормальных напряжений бетона вдоль центроида арки по физически нелинейной теории упругости [2, стр. 41, 110, 115, 117], где учтены классы инвариантов свободной энергии деформации во второй, третьей, четвертой, шестой и восьмой степени. При выкладке формулы пренебрежено относительно малыми напряжениями и деформациями. Таким образом, считаем, что $\sigma_{rr} = \sigma_{zz} = \sigma_{sz} = \sigma_{rz} = 0$ и $\varepsilon_{rr} = \varepsilon_{zz} = \varepsilon_{sz} = \varepsilon_{rz} = 0$. Формула имеет следующий вид:

$$\sigma_{ss} = -A_2 \varepsilon_{ss} - B_2 \varepsilon_{ss}^2 - (C_2 \varepsilon_{ss}^2 - 0,5 C_4 \varepsilon_{sr}^2) \varepsilon_{ss} - (E_2 \varepsilon_{ss}^2 - 0,5 E_3 \varepsilon_{sr}^2) \varepsilon_{ss}^3 - (G_2 \varepsilon_{ss}^6 - 0,5 G_3 \varepsilon_{sr}^2 \varepsilon_{ss}^4 + 0,1875 G_4 \varepsilon_{sr}^4 \varepsilon_{ss}^2 - 0,0625 G_5 \varepsilon_{sr}^6) \varepsilon_{ss}. \quad (I)$$

В железобетонной арке деформация сдвига также относительно мала

$$\max |\varepsilon_{sr}| \leq 0,1 \max |\varepsilon_{ss}|, \quad (2)$$

из чего следуют дальнейшие упрощения формулы (1). В это же время может оказаться необходимым дополнение формулы членами, содержащими более высокие степени ε_{ss} . Зависимость $\sigma_{ss}(\varepsilon_{ss}, \varepsilon_{sr})$ для железобетонной арки предлагаем в следующей форме:

$$\sigma_{ss} = E_0 \varepsilon_{ss} (\beta_1 + \beta_2 \varepsilon_{ss} + \beta_4 \varepsilon_{sr}^2 + \sum_{n=2}^m \beta_{2n-1} \varepsilon_{ss}^{2n-1}). \quad (3)$$

Сделана попытка коррелировать (3) при помощи данных проф. Л.И. Онищика [3, стр. 42] по деформациям сжатой бетонной призмы (см. таблицу I). Таблица не содержит численных значений β_i с четными индексами ввиду отсутствия данных. Результаты корреляции являются ориентировочными, поскольку неизвестны условия опытов проф. Л.И. Онищика (размеры призм, трение в опорных плоскостях, скорость нагружения, дисперсия условий и т.д.).

Т а б л и ц а I

Физические постоянные в зависимости $\sigma(\varepsilon)$ для бетонных призм

E_0 кгс/см ²	β_1	β_3	β_5	β_7	β_9	β_{11}
350 000	I	95	$-7 \cdot 10^5$	$1,4 \cdot 10^8$	6600	$-4,8 \cdot 10^6$

При переходе на железобетон $\bar{\beta}_1$, необходимо определить в зависимости от напряженного состояния:

постоянное сжатие по всему сечению

$$\bar{\beta}_1^* = (1 + n_0 \mu_a) \beta_1 = (1 + E_a F_a E_0^{-1} F_b^{-1}) \beta_1; \quad (4)$$

нормальные напряжения чистого изгиба

$$\bar{\beta}_1 \approx (1 + 3n_0 \mu_a) \beta_1 = (1 + 3E_a F_a E_0^{-1} F_b^{-1}) \beta_1; \quad (5)$$

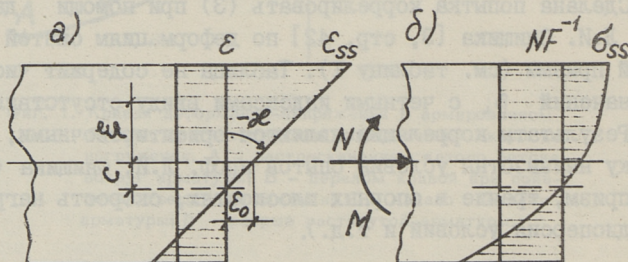
чистые тангенциальные напряжения

$$\beta_1^* \approx (1 + \nu_0 \mu_x) \beta_1 = (1 + E_a F_x E_0^{-1} F_{bx}^{-1}) \beta_1. \quad (6)$$

При выводе физических уравнений введены следующие дополнительные обозначения и произведены преобразования:

1. Нормальная деформация от нормальной силы обозначена через ε .

2. Отклонение нулевой линии изгибных деформаций (фиг. 2) от центроиды арки обозначено через C , а изгибная деформация на центроиде арки через ε_0 .



Фиг. 2. Распределение деформации (а) и напряжений (б) в сечении арки.

3. Суммарная нормальная деформация обуславливается нормальной силой и изгибающим моментом

$$\varepsilon_{ss} = \varepsilon + \varepsilon_0 - \alpha \xi. \quad (7)$$

4. Влияние нормальных напряжений заменимо влиянием нормальных сил моментов следующим образом (фиг. 2)

$$\int_F \sigma_{ss} dF = N, \quad (8)$$

$$\int_F (\sigma_{ss} - NF^{-1}) \xi dF = M. \quad (9)$$

5. Деформация сдвига ε_{gr} переобозначена на γ .

Из зависимостей типа (3) и уравнений (8) и (9) легко выводится следующая система физических уравнений для арки, сечения которой имеют вид параллелепипеда (в форме, удобной для итерации):

$$\varepsilon = N [E_0 F_b (\bar{\beta}_1^* + \beta_2 \varepsilon + \beta_4 \gamma^2 + \sum_{n=2}^m \beta_{2n-1} \varepsilon^{2n-2})]^{-1}; \quad (\text{IO а})$$

$$\begin{aligned} \varepsilon_0 = N \gamma_4 (E_0 F_b)^{-1} - (\bar{\beta}_1^* + \beta_4 \gamma^2) \gamma_4 - \beta_2 \gamma_4 (3 \gamma_1^2 + 0,25 \varkappa^2 h^2) - \\ - \varkappa h \gamma_4 \sum_{n=2}^m \beta_{2n-1} (2n)^{-1} (\gamma_2^{2n} - \gamma_3^{2n}); \end{aligned} \quad (\text{IO б})$$

$$\begin{aligned} \varkappa = -12 M \gamma_4 (E_0 b h^3)^{-1} - \\ - 12 \beta_2 \gamma_4 \left[\sum_{n=2}^3 (4-n)^{-1} (\varkappa h)^{4-n} \gamma_1^n + 0,25 (\varkappa h)^2 \gamma_1 + 0,567 \gamma_1^4 \right] h^{-3} \varkappa^{-2} + \\ + 12 \gamma_4 h^{-3} \varkappa^{-2} \sum_{n=2}^m \beta_{2n-1} (2n-1)^{-1} (\gamma_2^{2n+1} - \gamma_3^{2n+1}) - \\ - 12 \gamma_4 h^{-3} \varkappa^{-2} \sum_{n=2}^m \beta_{2n-1} (2n)^{-1} (\gamma_2^{2n} - \gamma_3^{2n}); \end{aligned} \quad (\text{IO в})$$

$$\gamma = 2 Q [E_0 F_b (\beta_1^* + \beta_2 \gamma_1 + \beta_4 \gamma^2)]^{-1}, \quad (\text{IO г})$$

где

$$\gamma_1 = \varepsilon + \varepsilon_0, \quad \gamma_2 = \varepsilon + \varepsilon_0 - 0,5 \varkappa h,$$

$$\gamma_3 = \varepsilon + \varepsilon_0 + 0,5 \varkappa h, \quad \gamma_4 = (\bar{\beta}_1 + \beta_4 \gamma^2)^{-1}.$$

Аналогичные уравнения без затруднений выписываются и для других видов сечения арки.

Система типа (IOа...г) является алгебраически нелинейной и решить ее можно только по некоторому методу итерации. Однако в уравнения (IOа...г) входят еще N , M и Q , которые определяются интегрированием системы дифференциальных уравнений типа [4, стр. 98]. Необходимо объединить обе системы в одну единую:

$$\begin{cases} \bar{y}' = \bar{f}(x, \bar{y}, \bar{\eta}) & (\text{IIа}) \end{cases}$$

$$\begin{cases} \bar{\eta} = \bar{g}(\bar{y}, \bar{\eta}). & (\text{IIб}) \end{cases}$$

которую можно решать только численными методами. Итерационный процесс вектора $\bar{\eta}$ (представляет ε , ε_0 , \varkappa и γ) производится тогда на каждом шагу интегрирования шести дифференциальных уравнений (IIа).

Для решения системы (II) следует сформулировать еще шесть граничных условий [4, стр.100]:

$$\varphi_j(\bar{y}(a)) = p_j; \varphi_j(\bar{y}(b)) = q_j, \quad (j=1, 2, 3) \quad (I2)$$

три глобальных условия равновесия арки [4, стр.100] и четыре достаточно точных начальных значения компонентов вектора $\bar{\eta}$ на одной из границ ($x = a$, если $x = b$), обеспечивающие сходимость итерации. Начальными значениями компонентов $\bar{\eta}$ на каждом шагу интегрирования \bar{y} можно использовать окончательные значения на предыдущем шагу.

Из вышеизложенного явствует, что:

1) при расчете железобетонной арки возможно учесть физическую нелинейность, соответствующей нормальным напряжениям бетона вдоль центроида, однако при этом пространственная работа железобетона еще не отражается;

2) включение итерации компонентов вектора $\bar{\eta}$ в каждый шаг интегрирования компонентов вектора \bar{y} (при применении метода стрельбы для решения граничной задачи) настолько замедляет вычислительный процесс, что на ЭЦВМ медленного действия является возможным решать лишь самые упрощенные задачи.

Основные обозначения

$A_2, B_2, C_2, C_4, E_2, E_3, G_2, G_3, G_4, G_5 -$

— коэффициенты функции работы деформации элементарного параллелепипеда;

a, b — граничные значения x в пятах арки;

β_i — коэффициент зависимости напряжение-деформация $\sigma(\varepsilon)$ для бетонного элемента;

$\bar{\beta}_i$ — коэффициент зависимости $\sigma(\varepsilon)$ для железобетонного элемента;

C — отклонение нулевой линии изгибных деформаций от центроида арки;

E_0 — начальный модуль упругости бетона;

E_0 — модуль упругости арматуры;

ε — деформация, причиняемая нормальной силой;

ε_0 — деформация на центроиде арки, причиняемая изгибающим моментом;

- $\varepsilon_{gr} = \gamma$ - тангенциальная деформация;
 ε_{ss} - суммарная нормальная деформация;
 F - площадь поперечного сечения арки;
 F_d - площадь поперечного сечения арматуры;
 F_b - площадь поперечного сечения бетона в арке;
 F_x - площадь сечения хомутов в наклонном сечении арки;
 h - высота сечения арки;
 α - изменение угла между поперечными сечениями на концах элемента арки;
 M - изгибающий момент;
 μ_d - коэффициент насыщения арки арматурой;
 μ_x - коэффициент насыщения арки хомутами;
 N - нормальная сила;
 n_c - отношение начальных модулей упругостей арматуры и бетона;
 Q - поперечная сила;
 σ_{ss} - нормальные напряжения, параллельные к центроиде арки.

Л и т е р а т у р а

1. У.К. Н и г у л ь, Ю.К. Э н г е л ь б р е х т. Нелинейные и линейные переходные волновые процессы деформации термоупругих и упругих тел. Таллин, 1972.
2. В.В. Н о в о ж и л о в. Основы нелинейной теории упругости. М., 1948.
3. К.В. С а х н о в с к и й. Железобетонные конструкции. М., 1959.
4. Х.А. М я г и. Уточненные уравнения для расчета мостовой арки с учетом деформации центроида. "Расчет и оптимизация строительных конструкций", Межвуз. сб. научн. трудов, Рига, № I, 1972.

H. Mägi

On a Possibility of Consideration the Physical
Nonlinearity in the Calculation of Reinforced
Concrete Bridge-Arch

Summary

In this paper the problem of calculation of efforts and deflections of a reinforced concrete bridge-arch with consideration to geometrical and physical nonlinearity is examined. The arch is stable. The dependence of $\delta(\xi)$ is selected. Physical equations of the arch are formed. The possibility of solving two-point boundary problem of a mixed system of quasilinear difference and nonlinear algebraic equations is shown.

УДК 625.7.084

А.И. Путк, Т.В. Наэлапя

ЗАВИСИМОСТЬ КОЭФФИЦИЕНТА УПЛОТНЕНИЯ ОТ ЧИСЛА ПРОХОДОВ УПЛОТНЯЮЩИХ МАШИН

При уплотнении дорожно-строительных материалов всегда важно знать зависимость между числом нагружений (проходов катка, ударов трамбовки) и получаемого эффекта уплотнения.

Ввиду большой важности этого вопроса расчетное определение числа проходов уплотняющих машин, необходимое для получения нужного эффекта уплотнения, привлекло внимание многих исследователей, которыми предлагается целый ряд формул для этой цели (см. табл. I).

В таблице приняты следующие обозначения:

- S_n - деформация после n -го приложения нагрузки;
- n - число приложений нагрузки;
- e_i - коэффициент пропорциональности ($e_i = 0,17$);
- h_n - суммарная осадка грунта за n проходов катка по одному следу;
- h_1 - осадка грунта после первого прохода;
- α - постоянный коэффициент пропорциональности;
- α, β - параметры, зависящие от рода грунта, величины нагрузки и режима ее приложения (частоты приложений, продолжительности цикла нагрузки);
- N - потребное число проходов катка;
- K_0 - коэффициент интенсивности накопления деформации при повторностях нагружения;
- E_0 - модуль деформации уплотняемого слоя грунта с учетом влияния основания (кгс/см^2);
- ε - накопленная относительная пластическая деформация;
- α' - коэффициент, учитывающий долю пластической деформации в общей;

Формулы для определения плотности в зависимости
от числа проходов уплотняющих машин

№ формулы	Ф о р м у л ы	Автор-исследователь	Литературный источник
I	2	3	4
I.	$S_n = \alpha_1 + \beta \lg n$	Н.Н. Иванов	[4,5,6]
2.	$\gamma_n = \gamma_1 + \varepsilon_1 \lg n$	Ф.К. Ломанов	[7]
3.	$h_n = h_1 + \alpha \lg n$	Ф.К. Ломанов	[7]
4.	$\lg N = \frac{1,3}{K_0} \left(\frac{E_0 \varepsilon}{\alpha' \sigma_n} - 1 \right)$	Н.Я. Хархута	[9]
5.	$\varepsilon_n = \varepsilon_1 (k' \lg n + 1)$	Н.Я. Хархута	[10,11,12]
6.	$\varepsilon_n = \varepsilon_1 (k' \ln n + 1)$	Н.Я. Хархута	[11]
7.	$\gamma_n = \gamma_0 + \alpha_2 \lg (n_0 + n)$	О.Т. Батраков	[1]
8.	$\gamma_n = \gamma_{\text{рых}} + A \ln (n+1)$	А.М. Холодов	[13]
9.	$\gamma_n = \gamma_\infty - (\gamma_\infty - \gamma_0) e^{-kn}$	Н.П. Вощинин	[2]
10.	$\gamma_n = \gamma_\infty - (\gamma_\infty - \gamma_0)(n+1)^{-k_1}$	Н.П. Вощинин В.А. Смоленцева	[3]

σ_n - напряжение на поверхности грунта при последнем проходе катка;

ε_n - необратимая деформация после n циклов приложения нагрузки;

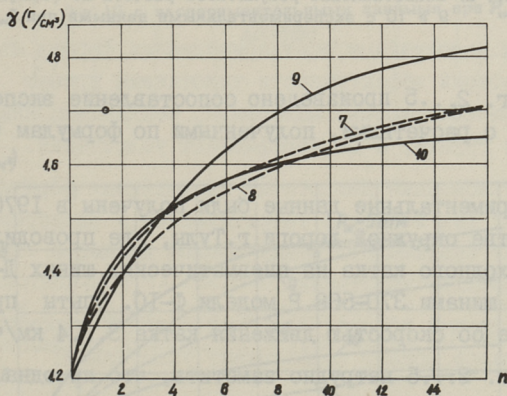
ε_1 - необратимая деформация, развивающегося за время первого нагружения;

k' - коэффициент интенсивности накопления необратимой деформации, зависящий от вида и состояния грунта и не зависящий от величины напряжения, а также от скорости изменения напряженного состояния;

γ_0 - начальная плотность (объемный вес скелета уплотняемого материала), гс/см³;

- γ_n - объемный вес скелета уплотняемого материала после n -го прохода катка, $\text{гс}/\text{см}^3$;
- $\gamma_{\text{рых}}$ - объемный вес скелета рыхлого материала, $\text{гс}/\text{см}^3$;
- α_2 - коэффициент, характеризующий интенсивность уплотнения и имеющий размерность плотности;
- n_0 - число воздействий, необходимое для доведения плотности до начальной;
- γ_∞ - максимально возможный объемный вес скелета уплотняемого материала в результате большого числа проходов уплотняющих машин (I,0...I,05 от стандартного уплотнения);
- k, k_1 - коэффициенты, устанавливаемые экспериментально.

Чтобы подробнее проанализировать приведенные в таблице I формулы, были произведены расчеты по некоторым формулам и на основе полученных данных построены кривые, приведенные на фиг. I, где цифрами (7, 8, 9 и 10) указаны порядковые номера формул в таблице I.



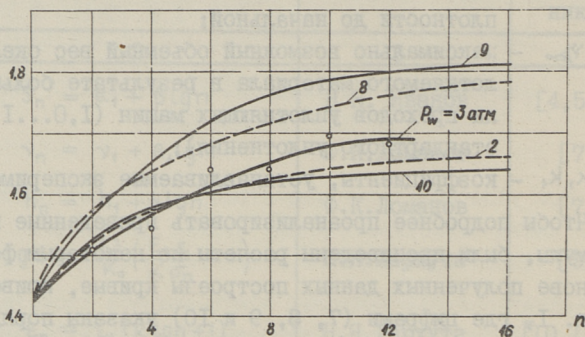
Фиг. 1. Зависимость между эффектом уплотнения и числом проходов катка по существующим формулам.

При расчете были приняты следующие исходные данные: начальная плотность материала - $\gamma_0 = 1,20 \text{ гс}/\text{см}^3$, максимально возможная плотность - $\gamma_\infty = 1,85 \text{ гс}/\text{см}^3$.

Из фиг. I видно, что примерно до 4 прохода все формулы дают более-менее одинаковый результат. После 4 прохода,

особенно при большом числе проходов катка указанные формулы дают уже большие расхождения между собой (в среднем 10...20 %). Аналогичные результаты можно получить и при расчете по другим исходным данным и формулам.

γ (г/см³)



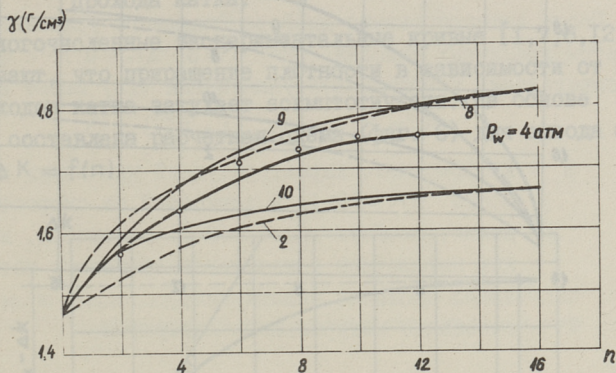
Фиг. 2. Сопоставление результатов расчета по формулам 2, 8, 9 и 10 с экспериментальными данными при $P_w = 3$ атм.

На фиг. 2...5 произведено сопоставление экспериментальных данных с расчетными, полученными по формулам (2, 8, 9, 10).

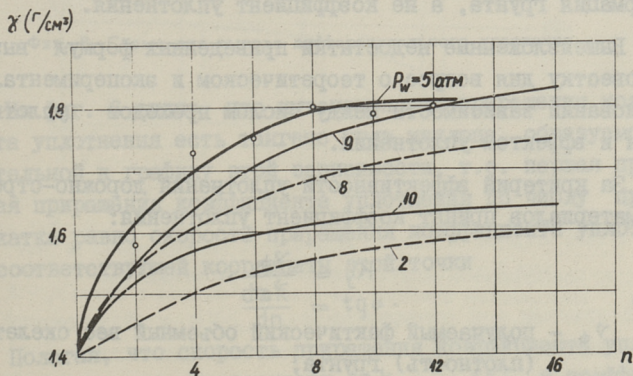
Экспериментальные данные были получены в 1970 году при строительстве окружной дороги г. Тулы, где проводились испытания самоходного катка на пневматических шинах Д-624, оборудованным шинами 370-508 Р модели Ф-10. Опыты проводились на суглинке со скоростью движения катка 3...4 км/час.

Из фиг. 2...5 нетрудно заметить, что ни одна формула не соответствует качественно экспериментальным данным (расхождение в среднем 10...20 %). Недостатками логарифмических зависимостей является существенное искажение физической стороны процесса уплотнения дорожно-строительных материалов. С другой стороны, логарифмические зависимости приводят к маловероятному выводу о непрерывном и беспредельном росте плотности при бесконечно большом числе проходов катков. Такой вывод не имеет ни логического ни теоретического объяснения, так как для каждого вида дорожно-строительного материала существует предельная плотность - удельный вес. Приведен-

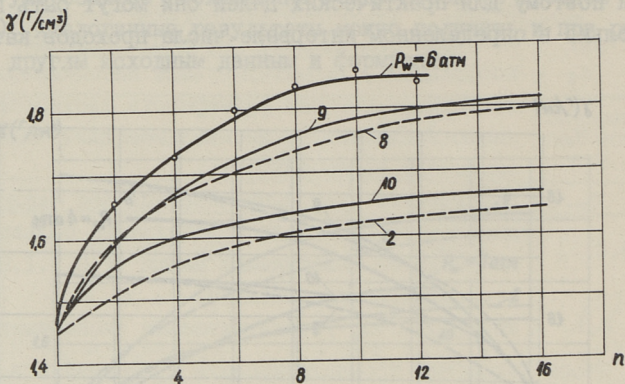
ные логарифмические зависимости являются чисто эмпирическими, и поэтому для практических целей они могут быть применены только в определенном интервале числа проходов катка.



Фиг. 3. Сопоставление результатов расчета по формулам 2, 8, 9 и 10 с экспериментальными данными при $P_w = 4$ атм.



Фиг. 4. Сопоставление результатов расчета по формулам 2, 8, 9 и 10 с экспериментальными данными при $P_w = 5$ атм.



Фиг. 5. Сопоставление результатов расчета по формулам 2, 8, 9 и 10 с экспериментальными данными при $P_w = 6 \text{ атм}$.

Общим недостатком всех приведенных формул является то, что за критерий эффективности уплотнения принят объемный вес скелета (плотность) материала, осадка или накопленная деформация грунта, а не коэффициент уплотнения.

Вышеизложенные недостатки приведенных формул вызывают на повестку дня вопрос о теоретическом и экспериментальном обосновании зависимости между числом проходов уплотняющих машин и эффектом уплотнения.

За критерий эффективности уплотнения дорожно-строительных материалов принят коэффициент уплотнения:

$$K_y = \frac{\gamma_{\phi}}{\gamma_{\text{ст}}}, \quad (\text{II})$$

где γ_{ϕ} — получаемый фактический объемный вес скелета (плотность) грунта;

$\gamma_{\text{ст}}$ — стандартная плотность того же (состава) материала.

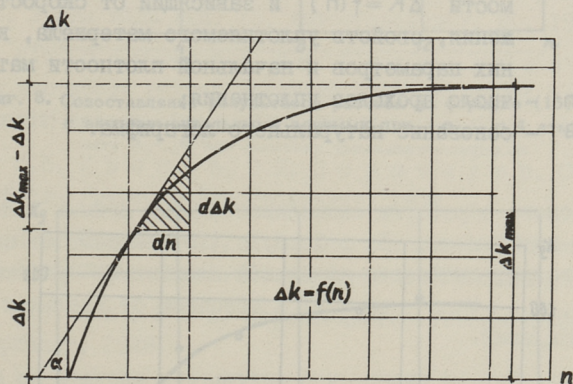
В общем виде коэффициент уплотнения может быть представлен:

$$K_y = K_0 + \Delta K, \quad (\text{I2})$$

где K_0 - начальный (исходный) коэффициент уплотнения, т.е. отношение начальной плотности материала к стандартному;

ΔK - приращение коэффициента уплотнения после n -го прохода катка.

Многочисленные экспериментальные кривые [1,7,8,12,13] показывают, что приращение плотности в зависимости от числа проходов катка затухает асимптотически. На основе этих кривых составлена расчетная схема (фиг. 6) для вывода формулы $\Delta K = f(n)$.



Фиг. 8. Схема для вывода дифференциального уравнения.

Из фиг. 6 видно, что интенсивность приращения коэффициента уплотнения есть тангенс угла наклона, образуемого касательной к графику этой зависимости, т.е. первая производная приращения коэффициента уплотнения по числу проходов катка равно скорости приращения коэффициента уплотнения соответствующей координаты этой точки

$$\frac{d\Delta k}{dn} = \operatorname{tg} \alpha. \quad (I3)$$

Полагая, что скорость приращения коэффициента уплотнения пропорциональна разности $(\Delta k_{\max} - \Delta k)$ с коэффициентом пропорциональности β , то исходное дифференциальное уравнение имеет вид:

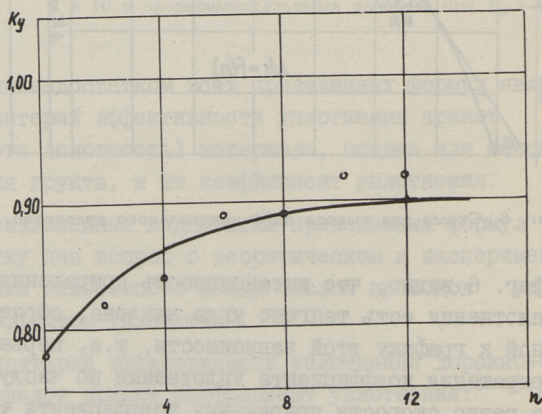
$$\frac{d\Delta k}{dn} = \beta(\Delta k_{\max} - \Delta k), \quad (I4)$$

где ΔK_{\max} - максимально возможное приращение коэффициента уплотнения (при данных контактных параметрах) в результате большого числа проходов катка.

После интегрирования дифференциального уравнения (14) с учетом граничных условий (при $n = 0, \Delta K = 0$) формула для определения коэффициента уплотнения (12) имеет вид:

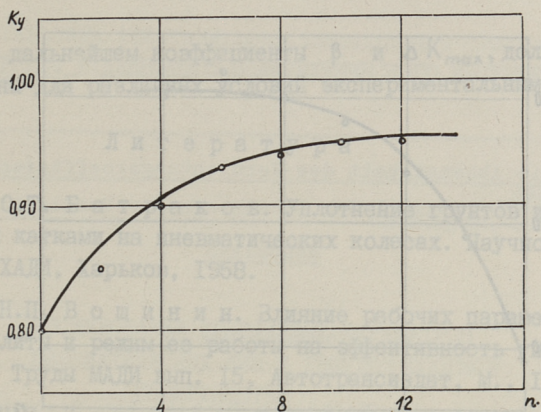
$$K_y = K_0 + \Delta K_{\max}(1 - e^{-\beta n}), \quad (15)$$

где β - коэффициент, характеризующий кривизну зависимости $\Delta K = f(n)$ и зависящий от скорости движения, свойств уплотняемого материала, контактных параметров и начальной плотности материала;
 n - число проходов уплотнения;
 e - основание натурального логарифма.

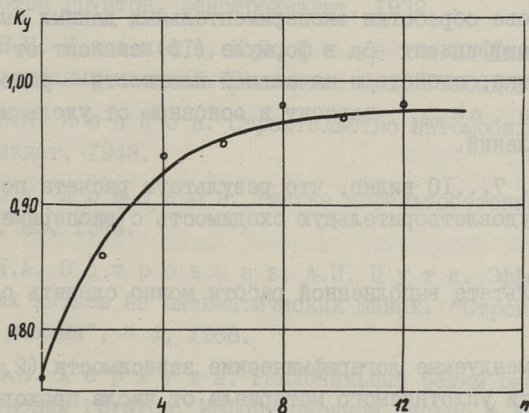


Фиг. 7. Сопоставление результатов расчета по формуле (15) с экспериментальными данными при давлении воздуха в шинах $P_w = 3$ атм.

На фиг. 7...10 произведено сопоставление экспериментальных данных, полученные в г.Туле, с расчетными по формуле (15), где экспериментальные точки представляют арифметическую среднюю трех повторных опытов при давлении воздуха в шинах $P_w = 3, 4, 5$ и 6 атм.

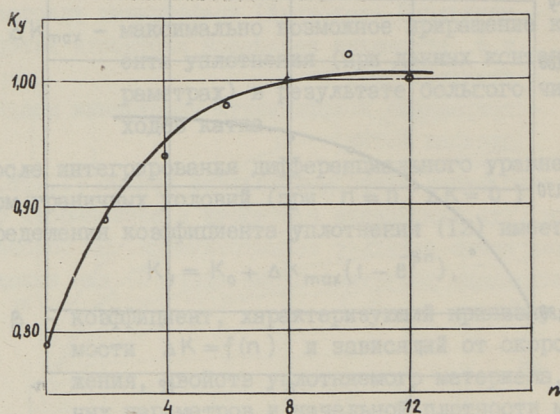


Фиг. 8. Сопоставление результатов расчета по формуле (15) с экспериментальными данными при $P_w = 4$ атм.



Фиг. 9. Сопоставление результатов расчета по формуле (15) с экспериментальными данными при $P_w = 5$ атм.

Значения β и ΔK_{\max} , используемые при расчете по формуле (15), были получены после обработки экспериментальных данных на электронно-вычислительной машине "Минск-22", причем $\beta = 0,28$ при скорости движения 3...4 км/час. ΔK_{\max} изменилась от 0,12...0,24 в пределах давления воздуха в шинах 3...6 атм.



Фиг. 10. Сопоставление результатов расчета по формуле (15) с экспериментальными данными при $P_w = 6$ атм.

На основе обработки экспериментальных данных было выявлено, что коэффициент β в формуле (15) зависит от скорости движения катка, свойств и начальной плотности уплотняемого материала, а Δk_{\max} зависит в основном от удельных контактных давлений.

Из фиг. 7...10 видно, что результаты расчета по формуле (15) имеют удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными.

В результате выполненной работы можно сделать следующие выводы:

- рекомендуемые логарифмические зависимости (2, 7, 8, 9, 10) плотности уплотняемого материала от числа проходов катка являются приблизительно справедливыми при $n = 1 \dots 6$, но не отражают физическую сущность процесса уплотнения);

- предлагаемая формула (15) вполне отражает физическую сущность процесса уплотнения и более соответствует экспериментальным данным, чем логарифмические зависимости;

- кривые на фиг. 7...10 показывают, что коэффициент уплотнения от числа проходов катка возрастает по экспоненциальному закону;

- формула (15) может быть использована для предварительного подсчета числа проходов катков взамен пробного уплотнения;

- в дальнейшем коэффициенты β и ΔK_{max} , должны быть определены для различных условий экспериментальным путем.

Л и т е р а т у р а

1. О.Т. Б а т р а к о в. Уплотнение грунтов и дорожных покрытий катками на пневматических колесах. Научное сообщение № 5 ХАДИ, Харьков, 1958.
2. Н.П. В о щ и н и н. Влияние рабочих параметров трамбующей плиты и режим ее работы на эффективность уплотнения грунтов. Труды МАДИ вып. 15, Автотрансиздат, М., 1958.
3. Н.П. В о щ и н и н, В.А. С м о л е н ц е в а. Зависимость плотности грунта от числа проходов катка или ударов трамбующего органа. Труды СОЮЗДОРНИИ, вып. 9, М., 1966.
4. Н.Н. И в а н о в, П.П. П о н о м а р е в. Строительные свойства грунтов. Ленстройиздат, 1932.
5. Н.Н. И в а н о в, М.Я. Т е л е г и н. Уплотнение грунтов дорожных насыпей. Сообщение № 18 ГУШОСДОР, 1939.
6. Н.Н. И в а н о в. Строительство автомобильных дорог. т.4, Дориздат, 1948.
7. Ф.К. Д о м а н о в. Укатка асфальтобетонных покрытий. Дориздат, М., 1943.
8. Н.А. О с т р о в ц е в, А.И. П у т к. Эффективность самоходных катков на пневматических шинах. "Строительные и дорожные машины", № 4, 1968.
9. Н.Я. Х а р х у т а. Рациональный режим работы катков при уплотнении грунтов. Информационное письмо № 40. Дориздат, 1952.
10. Н.Я. Х а р х у т а. Машины для уплотнения грунтов. Машгиз, М., 1953.
11. Н.Я. Х а р х у т а, Ю.М. В а с и л ь е в, Р.К. О р х и м е н к о. Уплотнение грунтов дорожных насыпей. Автотрансиздат, М., 1958.
12. Н.Я. Х а р х у т а, В.М. И е в л е в. Реологические свойства грунтов. Автотрансиздат, М., 1961.
13. А.М. Х о л о д о в. Практикум по дорожным машинам. Изд. "Высшая школа", М., 1964.

Die Abhängigkeit des Verdichtungskoeffizienten
von der Anzahl der Durchgänge der Verdichtungs-
maschinen

Zusammenfassung

Es ist zwar eine Reihe von Formeln zur Feststellung der Abhängigkeit des Verdichtungseffekts von der Anzahl der Durchgänge der Straßenwalze auf einer Spur bekannt. Eine Gegenüberstellung und Analyse dieser Formeln zeigt aber, daß sie erhebliche Divergenzen zeigen und den Experimentalangaben nicht entsprechen.

Auf Grund der Lösung einer Differenzialdichtung wird eine Formel zur Feststellung des Verdichtungskoeffizienten in Abhängigkeit von der Anzahl der Durchgänge der Straßenwalze vorgeschlagen.

Die an Hand dieser Formel erhaltenen Resultate ergeben eine befriedigende Übereinstimmung mit den Experimentalangaben. Diese Formel kann anstatt einer Probeverdichtung zur Feststellung der benötigten Anzahl von Durchgängen der Straßenwalze verwendet werden.

УДК 978.017

А.И.Путк, П.Л.Сюрье^X

ИССЛЕДОВАНИЕ КОНТАКТНЫХ ПАРАМЕТРОВ
 ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ШИН С ТВЕРДОЙ ОПОРНОЙ
 ПОВЕРХНОСТЬЮ

Основными измерителями качеств пневматических шин являются их контактные параметры, от которых зависят тяговые и тормозные качества, топливная экономичность и проходимость машин на колесном ходу.

Ввиду большой важности этого вопроса, расчетное определение контактных параметров привлекло внимание ряда исследователей, которыми предлагается целый ряд формул для этих целей (см. табл. I).

Т а б л и ц а I

Формулы для определения контактных параметров
 пневматических шин с твердой опорной поверхностью

№ формулы	Автор	Ф о р м у л а	Литературный источник
1	2	3	4
1.	Р.Хедекель	$F = \pi \lambda \sqrt{2RD}$	[8]
2.	Б.С.Свирщевский	$F = \pi \lambda \sqrt{(D - \lambda)(B - \lambda)}$	[6]
3.	Н.А.Ульянов	$F = \omega \pi \lambda \sqrt{(D - \lambda)(B - \lambda)}$	[7]
4.	В.П.Ковальчук	$F = \frac{Q(1 - \psi)}{P_w}$	[2]
5.	В.П. Ковальчук Н.А. УЛЬЯНОВ	$F = \frac{\gamma Q(1 - \psi)}{P_w}$	[7]

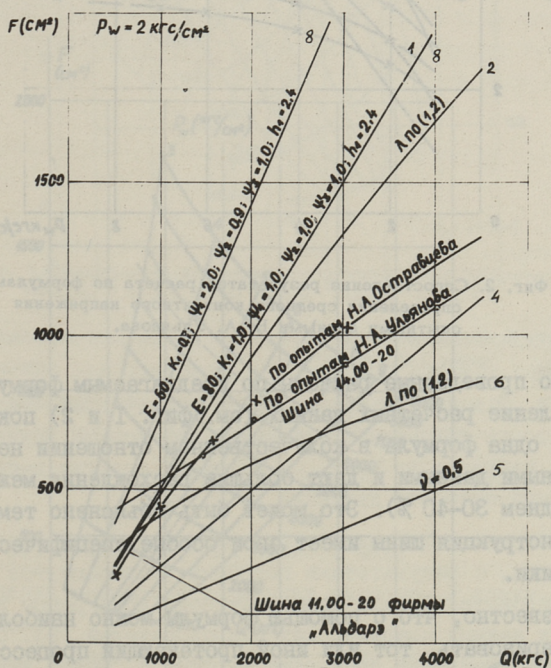
^X студент У курса.

I	2	3	4
6.	М.З.Нафиков	$F = 0,632 B \sqrt{D^3 B}$	[4]
7.	И.С.Поляков Г.Н.Домбровский	$F = \frac{0,12 \sqrt{D^3 B}}{\alpha}$	[5]
8.	О.Ю.Коротин	$F = Q \psi_3 \left[\frac{1}{2 P_w K_1} + \sqrt{\frac{1}{4 P_w^2 K_1^2} + \frac{\psi_1 h_1 \pi \sqrt{2 R D}}{Q \psi_3 \psi_2 E}} \right]$	[3]
1.	Р.Хедекель	$\sigma_k = P_w$	[8]
2.	Н.Я.Харкута Н.А.Ульянов П.В.Ковальчук	$\sigma_k = \frac{P_w}{1-\psi}$	[5]
3.	Н.П.Вошинин, В.А.Смсленцева	$\sigma_k = \frac{K_n P_w}{1-\psi}$	[1]
1	Р.Хедекель	$\lambda = \frac{Q}{\pi P_w \sqrt{2 r_0 D}}$	[8]
2.	Н.А.Ульянов	$\lambda = \frac{Q(1-\psi)}{\pi P_w \sqrt{D B}}$	[7]
3.	Н.А.Ульянов	$\lambda = \frac{\nu Q(1-\psi)}{\pi P_w \sqrt{D B}}$	[7]

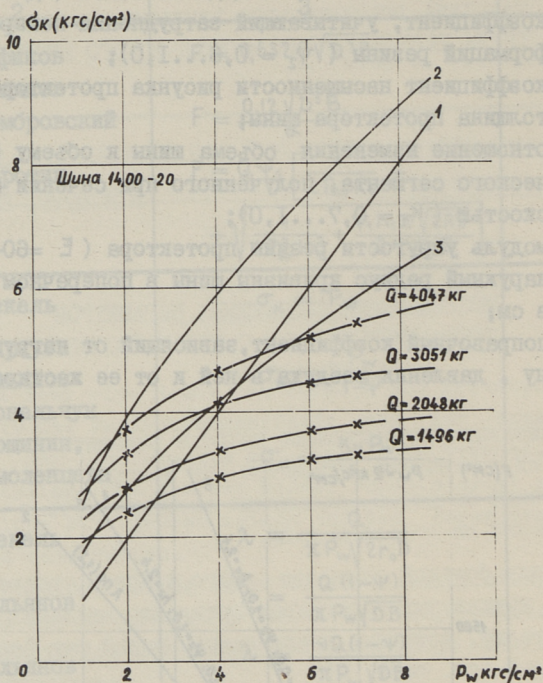
В таблице I приняты следующие обозначения:

- F - площадь контакта с твердой опорной поверхностью в см^2 ;
- Q - нагрузка на колесо в кгс;
- P_w - давление воздуха в шине в кгс/ см^2 ;
- λ - радиальная деформация шины в см;
- D - наружный диаметр шины в см;
- R - радиус кривизны протектора в см;
- B - ширина профиля шины в см;
- ω - коэффициент, учитывающий разницу между действительной площадью контакта и теоретической;
- ψ - коэффициент жесткости каркаса покрышки;
- ν - коэффициент, зависящий от давления воздуха в шине и состояния опорной поверхности ($\nu = 0,5 \dots 0,95$);
- α - поправочный коэффициент ($\alpha = I,0 \dots I,15$);
- ψ_1 - коэффициент, учитывающий неравномерность распре-

- деления давления по площади контакта ($\psi_1 = 1 \dots 2$);
- ψ_2 - коэффициент, учитывающий затруднения поперечных деформаций резины ($\psi_2 = 0,6 \dots 1,0$);
- ψ_3 - коэффициент насыщенности рисунка протектора;
- h_1 - толщина протектора шины;
- K_1 - отношение изменения объема шины к объему эллиптического сегмента, полученного при сечении шины плоскостью ($K_1 = 0,7 \dots 1,0$);
- E - модуль упругости резины протектора ($E = 60-80 \text{ кгс/см}^2$);
- r_0 - наружный радиус кривизны шины в поперечном сечении в см;
- K_n - поправочный коэффициент, зависящий от нагрузки на шину, давления воздуха в ней и от ее жесткости.



Фиг. 1. Сопоставление результатов расчета по формулам для определения площади контакта с опытными данными Н. А. Островцева и Н. А. Ульянова.



Фиг. 2. Сопоставление результатов расчета по формулам для определения среднего контактного напряжения с опытными данными Н. А. Ульянова.

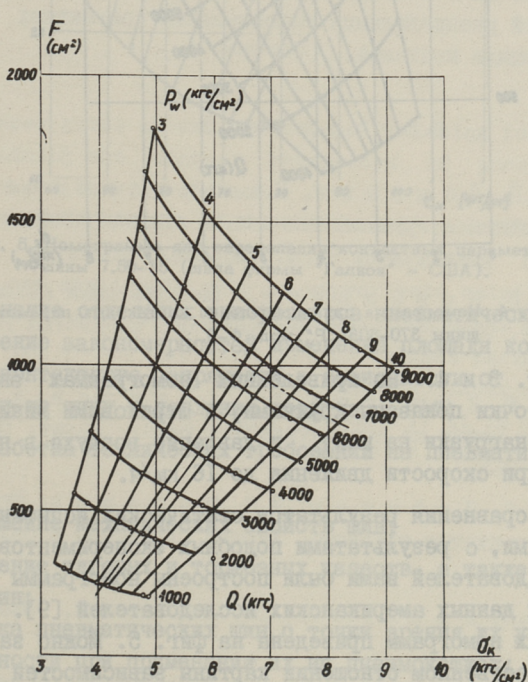
Но проведенные расчеты по предлагаемым формулам и сопоставление расчетных данных (см. фиг. 1 и 2) показывают, что ни одна формула в количественном отношении не совпадает с опытными данными и дают большие расхождения между собой (в среднем 30-40 %). Это может быть объяснено тем, что каждая конструкция шины имеет свои особые специфические характеристики.

Известно, что с помощью формулы можно наиболее полно характеризовать тот или иной протекающий процесс. Однако при определении контактных параметров пневматических шин ввиду их разнообразных механических свойств формулы не дают желаемых результатов и тем самым в дальнейшем желательно от них отказаться.

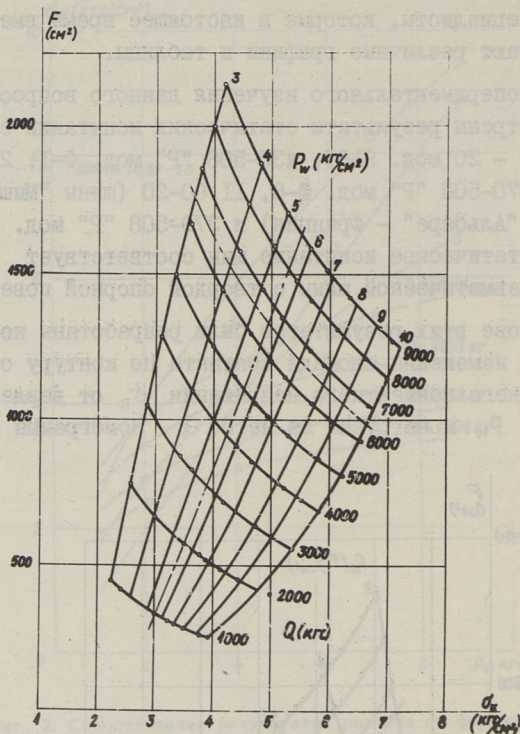
К такому выводу, по всей вероятности, пришли и иностранные специалисты, которые в настоящее время вместо формул предлагают различные графики и таблицы.

Для экспериментального изучения данного вопроса нами были рассмотрены результаты статических испытаний следующих шин: 14.00 - 20 мод. Я-61, 430-508 "P" мод. Ф-1, 21.00-28, 18.00-25, 370-508 "P" мод. Ф-6, 11.00-20 (шины "Мишлен", каток, фирмы "Альбаре" - Франция) и 370-508 "P" мод. Ф-10. Как известно, статическое испытание шин соответствует взаимодействию пневматической шины с твердой опорной поверхностью.

На основе этих результатов были разработаны номограммы зависимости изменения площади контакта по контуру отпечатка F_k и среднего контактного напряжения σ_k от давления воздуха в шине P_w и нагрузки на него Q . Номограммы приведе-



Фиг. 3. Номограмма для определения контактных параметров шины 14.00-20 мод. Я-61.

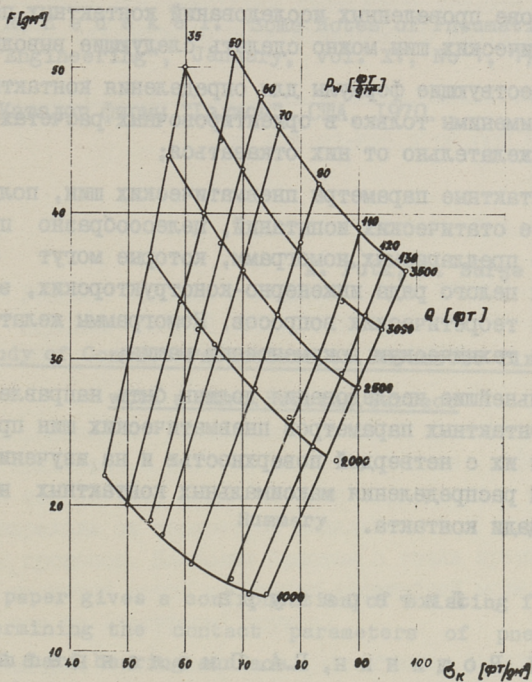


Фиг. 4. Номограмма для определения контактных параметров шины 370-508 "P" мод. Ф-6.

ты на фиг. 3 и 4. На приведенных номограммах экспериментальные точки показаны кружками, а штриховыми линиями — допустимые нагрузки на шину и давление воздуха в нем по ГОСТу 8430-67 при скорости движения до 16 км/ч.

Для сравнения результатов статических испытаний, проведенных нами, с результатами подобных экспериментов зарубежных исследователей нами были построены номограммы на основе табличных данных американских исследователей [9]. Одна из полученных номограмм приведена на фиг. 5. Можно заметить, что в качественном отношении картины зависимостей на тех и других номограммах одинаковы.

Разработанная номограмма может служить для решения целого ряда инженерно-конструкторских вопросов. К таким вопросам относятся:



Фиг. 5. Номограмма для определения контактных параметров шины 7.50-15 (шина фирмы "Галион" - США).

- сравнение отдельных типоразмеров пневматических шин;
- изучение закономерностей изменения площади контакта и среднего контактного напряжения F зависимости от изменения нагрузки на шину и давления воздуха в ней;
- разработка технических требований на пневматические шины;
- улучшение механических свойств шин;
- изучение тяговых и тормозных качеств, а также проходимости машин;
- оценка пневматических шин с точки зрения их уплотняющей способности при применении их на пневмокатках;
- выявление режимов изменения контактных параметров в процессе уплотнения;
- выбор шин для различных машин (автомобилей, катков и т.д.).

На основе проведенных исследований контактных параметров пневматических шин можно сделать следующие выводы:

а) существующие формулы для определения контактных параметров применимы только в ориентировочных расчетах и в дальнейшем желательно от них отказаться;

б) контактные параметры пневматических шин, полученные в результате статических испытаний, целесообразно представить в виде предлагаемых номограмм, которые могут служить для решения целого ряда инженерно-конструкторских, эксплуатационных и теоретических вопросов. Номограммы желательно поместить в техническую документацию машин;

в) дальнейшие исследования должны быть направлены на изучение контактных параметров пневматических шин при взаимодействии их с нетвердой поверхностью и на изучение закономерностей распределения максимальных контактных напряжений по площади контакта.

Л и т е р а т у р а

1. Н.П. В о щ и н и н, В.А. С м о л е н ц е в а. К вопросу уплотнения грунтов катками на пневматических шинах. СОЮЗДОРНИИ Труды, вып. 9, М., 1966.

2. В.П. К о в а л ь ч у к. Эксплуатация автомобильных шин. Издат. Министерства коммунального хозяйства РСФСР, М., 1950.

3. О.Ю. К о р о т и н, Л.Л. А н т и п о в, А.И. П у т к. Самоходные катки на пневматических шинах. Издат. ЦНИИТЭ Строймаш, М., 1968.

4. М.З. Н а ф и к о в, И.С. П о л я к о в. Расчет сопротивления движению трактора. Журнал "Тракторы и сельхозмашины" № 1, 1968.

5. Н.Я. Х а р х у т а. Дорожные машины. "Машиностроение", Л., 1968.

6. Б.С. С в и р щ е в с к и й. Эксплуатация машинно-тракторного парка. Сельхозгиз, М., 1950.

7. Н.А. У л ь я н о в. Основы теории и расчета колесного двигателя землеройных машин. Машгиз, М., 1962.

8. R. H e d e k e l. Some Notes of Pneumatic Tyres. "Aircraft Engineering", January, vol. XV, No 1, 179, 1944.

9. Каталог фирмы "Галион". США, 1970.

A. Putk, P. Sürje

A Study of Contact Parameters of Pneumatic Tires
with a Hard Bearing Surface

Summary

The paper gives a confrontation of existing formulae for determining the contact parameters of pneumatic tires with hard bearing surface.

On the basis of this confrontation the conclusion is drawn that existing formulae for determining contact parameters are applicable only to approximate calculations. On the basis of results received by statical tests of tires a nomogram was worked out to determine contact parameters.

The proposed nomogram helps to solve a number of problems arising in practice, design and theory. It is recommended that the nomogram should be included in machine passports.

УДК 625.03:625.7.06.002.5.001.57

И.И. Зайдельман, Ю.А. Лувицук

УСЛОВИЯ ПОДОБИЯ И МОДЕЛИРОВАНИЯ ТЯГОВО-
СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ
МЕТОДОМ БЕЗ ИЗМЕНЕНИЯ СВОЙСТВ СРЕДЫ

Исследования на уменьшенных моделях процесса взаимодействия движителя с грунтом является весьма эффективным методом в том случае, когда имеются достаточно надежные формулы перехода от параметров модельного к параметрам натурального процесса. Наиболее простым с точки зрения реализации является метод испытания масштабной модели движителя в том же (натурном) грунте.

Рассмотрим основные условия подобия и моделирования при неизменных грунтовых условиях модельного и натурального процесса. Известно, что в установившемся режиме

$$\psi(\delta) = \varphi(\delta) - f(\delta), \quad (I)$$

где $\psi = \frac{P_{кр}}{G}$ - удельная сила тяги на кривке;

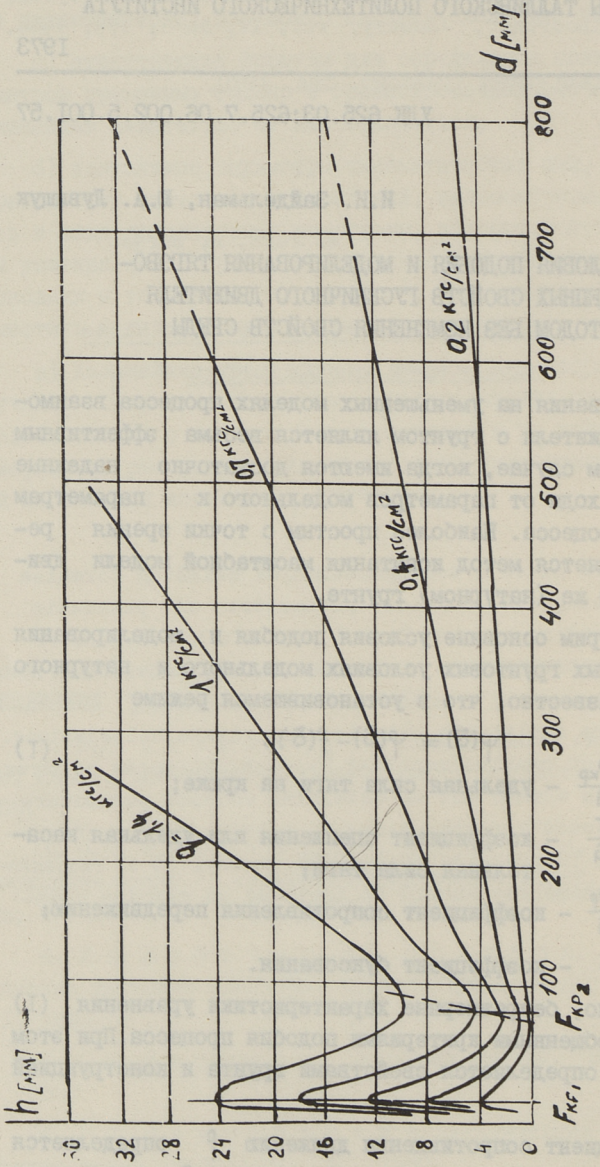
$\varphi = \frac{T}{G}$ - коэффициент сцепления или удельная касательная сила тяги;

$f = \frac{P_p}{G}$ - коэффициент сопротивления передвижению;

δ - коэффициент буксования.

Следовательно, безразмерные характеристики уравнения (I) являются обобщенными критериями подобия процесса. При этом их величина определяется свойствами грунта и конструкцией движителя.

Коэффициент сопротивления движению f определяется в основном работой уплотнения грунта опорной поверхностью движителя. Основным параметром грунта, характеризующим фа-



Фиг. 1. Зависимость осадки от диаметра штампа на песке.

зу уплотнения является модуль деформации E (кгс/см²). В этом случае, если справедливо равенство

$$E_m = E_n, \quad (2)$$

то условие подобия сопротивления движению движителя можно записать в виде:

$$\frac{E}{q} = \text{const}. \quad (3)$$

Соответствующее условие моделирования среднего удельного давления, согласно условию (2) и (3), запишется в виде:

$$q_m = q_n. \quad (4)$$

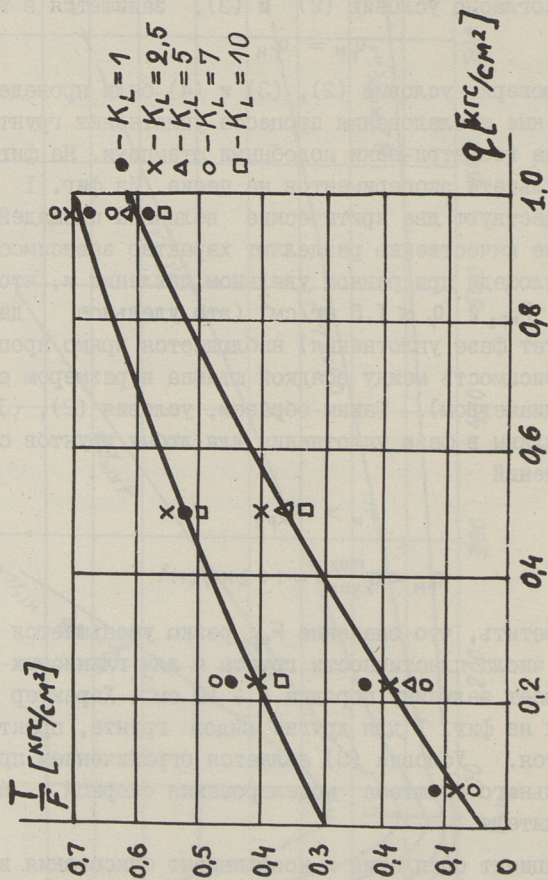
Для проверки условий (2), (3) и (4) были проведены экспериментальные исследования процесса уплотнения грунтов различного типа геометрически подобными штампами. На фиг. I приведены результаты экспериментов на песке. Из фиг. I следует, что существуют две критические величины площадей штампов, которые качественно разделяют характер зависимости осадки от площади при равном удельном давлении и, что только при $F > F_{кр2}$ и $q \leq 1,5 \text{ кг/см}^2$ (это удельное давление соответствует фазе уплотнения) наблюдается прямо пропорциональная зависимость между осадкой штампа и размером его стороны (или диаметром). Таким образом, условия (2), (3) и (4) справедливы в фазе уплотнения для любых грунтов с учетом ограничений

$$F_m > F_{кр2} \quad (5)$$

$$q_m < q_{упл.}^{\max} \approx 1 \div 2 \text{ кг/см}^2. \quad (6)$$

Следует отметить, что значение $F_{кр2}$ резко уменьшается при увеличении числа пластичности грунта и для глинистых грунтов составляет величину порядка $4 \div 10 \text{ см}^2$. Характер кривых, приведенных на фиг. I для других видов грунта, практически не изменяется. Условие (3) является ограничением при выборе предельного масштаба моделирования опорной площади модели движителя.

Коэффициент сцепления и коэффициент буксования в простейшем случае определяются прочностными характеристиками: сцеплением — c (кгс/см²) и углом внутреннего трения — φ (град) и деформативной характеристикой — предельной относительной деформацией сдвига



Фиг. 2. Зависимость касательной силы тяги, отнесенной к площади среза, от величины удельного давления для различных масштабов модели гусеничных траков.

$$e_0 = \frac{\chi \tau_{\max}}{b},$$

где $\chi \tau_{\max}$ - деформация грунта в состоянии предельного равновесия при сдвиге, т.е. при $\tau = \tau_{\max}$;
 b - длина срезаемой поверхности.

Кроме того, известно, что касательная сила тяги зависит от удельного давления на поверхность сдвига. Если учитывать пригрузку от объемного веса грунта - то и от γ (кгс/см³). В случае учета ряда нелинейностей, к перечисленным выше параметрам следовало бы добавить параметры, учитывающие эти свойства грунтов. Таким образом, условия подобия по сцеплению можно записать в виде:

$$\varphi = \text{const} \quad (7)$$

$$\frac{c}{q} = \text{const} \quad (8)$$

$$e_0 = \text{const} \quad (9)$$

$$\frac{\gamma l}{q} = \text{const}. \quad (10)$$

Из условия (8) следует, что если $c_m = c_n$, то $q_m = q_n$, а из условия (10) следует, что при $\gamma_m = \gamma_n$, $q_m = q_n \frac{l_m}{l_n}$. Таким образом, условия (8) и (10) являются несовместимыми, так как предлагают различные масштабы моделирования величины среднего удельного давления. Однако анализ процесса взаимодействия гусеничного трактора с грунтом дает все основания предположить, что величина пригрузки на поверхность сдвига от собственного веса грунта ничтожно мала по сравнению с величиной нагрузки, действующей на трак за счет веса трактора. Для проверки условий (7), (8), (9) и (10) были также проведены экспериментальные исследования по сдвигу геометрически подобных траков в масштабах геометрического моделирования $K_L = \frac{l_n}{l_m} = 1; 2,5; 4; 5; 7; 10$ (площадь натурального трака равнялась 400 см²) на различных типах грунтов. На фиг. 2 приведены зависимости касательной силы тяги одного трака, разделенной на величину его площади, от удельного давления на трак. Из фиг. 2 видно, что экспериментальные точки довольно плотно лежат вокруг осредняющей кривой, как для различных масштабов моделирования, так и для различных грунтов. Даже для несвязного грунта, где следовало бы ожидать наиболее значительного влияния объемных сил,

точки практически ложатся на одну кривую. Сравнение величины предельной относительной деформации сдвига для геометрически подобных штампов показало, что они практически равны, т.е. условия (9) выполняются.

Проведенные сдвиговые испытания позволяют сделать важный для практики вывод о несущественности критерия подобия (10) при моделировании процесса взаимодействия гусеничного движителя с грунтом. Из опытов на песке следует, что если пренебречь нелинейностью зависимости $\frac{T}{F} = f(q)$ и наличием незначительного сцепления, то можно считать, что песок является автомодельной средой при моделировании касательной силы тяги гусеничного движителя, т.е. при любом изменении масштаба моделирования сцепного веса, масштаб моделирования касательной силы тяги изменится во столько же раз.

Приведенные выше результаты исследований позволяют сделать вывод о возможности моделирования тягово-сцепных свойств гусеничного движителя в установившемся режиме методом без изменения свойств среды, только с учетом ограничений (5) и (6). При этом основные условия подобия и физического моделирования заключаются в условиях (2), (3), (4), (7), (8) и (9).

Л и т е р а т у р а

1. В.И. Баловнев. Вопросы подобия и физического моделирования землеройно-транспортных машин. М., 1968.

2. И.И. Зайдельман. Вопросы формирования физико-математических моделей землеройно-транспортных машин. Тезисы докладов II Всесоюзной конференции по динамике крупных машин. Свердловск, 1971.

Voraussetzungen der Analogie und der Modellierung von Kupplungs- und Zugeigenschaften eines Raupentriebwerks an Hand eines Verfahrens ohne Abänderung der Beschaffenheit des Milieus

Zusammenfassung

Im Aufsatz werden Ergebnisse von theoretischen und experimentellen Untersuchungen hinsichtlich der Ausarbeitung von Bedingungen der Analogie und Modellierung eines Raupentriebwerks an Hand eines Verfahrens ohne Abänderung der Beschaffenheit des Milieus dargelegt. Es werden auch Einschränkungen hinsichtlich des Grenzmaßstabes der Modellierung genannt.

Die Ergebnisse dieser Untersuchungen können für eine Vervollkommnung der Laufsysteme von Raupentraktoren an Hand der Prüfungsangaben ihrer Maßstabmodelle ausgewertet werden.

УДК 625.08.001.57.001.4

Л.А.Антипов, Ю.А.Лувицук, А.И.Путк

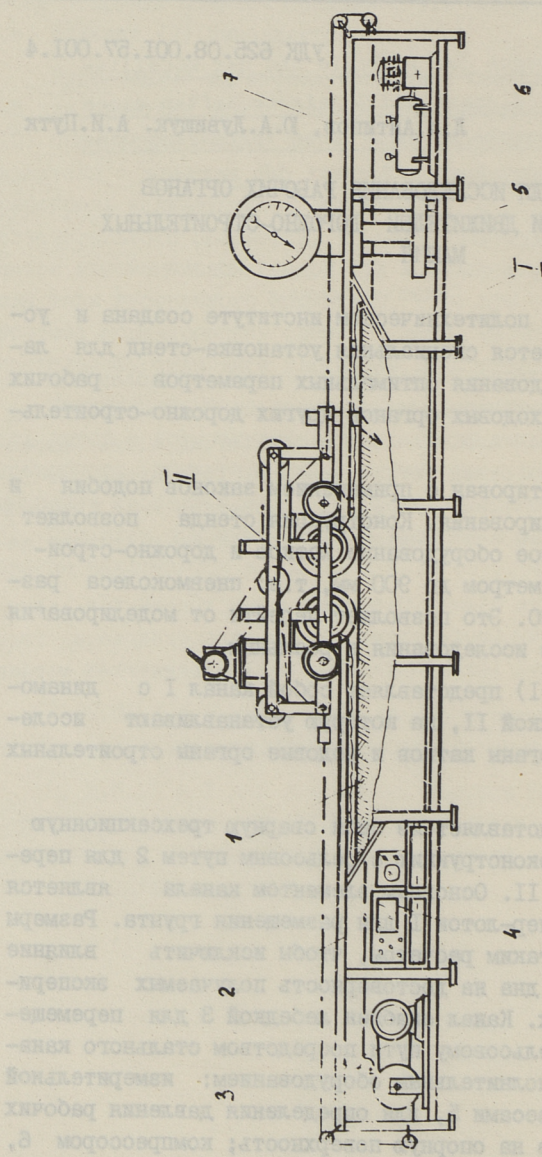
СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОЧИХ ОРГАНОВ
КАТКОВ И ДВИЖИТЕЛЕЙ ДОРОЖНО-СТРОИТЕЛЬНЫХ
МАШИН

В Таллинском политехническом институте создана и успешно эксплуатируется специальная установка-стенд для лабораторного исследования оптимальных параметров рабочих органов катков и ходовых органов других дорожно-строительных машин.

Стенд спроектирован с применением законов подобия и физического моделирования. Конструкция стенда позволяет исследовать ходовое оборудование катков и дорожно-строительных машин диаметром до 900 мм, т.е. пневмоколеса размером до 7.50 - 20. Это позволяет перейти от моделирования рабочих процессов исследования к реальным.

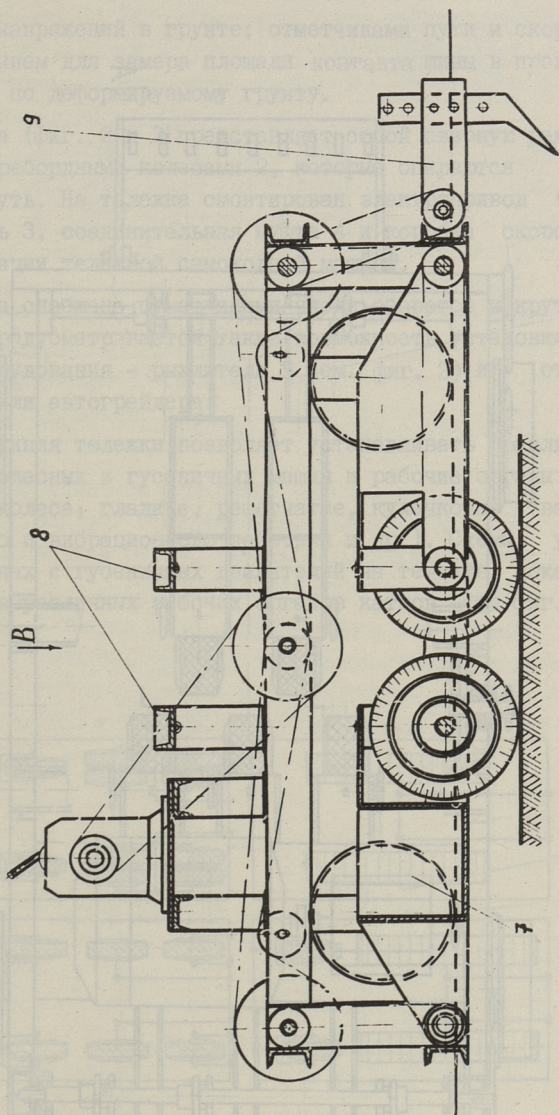
Стенд (фиг. 1) представляет собой канал I с динамометрической тележкой II, на которую устанавливают исследуемые рабочие органы катков и ходовые органы строительных и дорожных машин.

Канал I представляет из себя сварную трехсекционную разборную металлоконструкцию с рельсовым путем 2 для передвижения тележки II. Основным элементом канала является грунтовой контейнер-лоток I для размещения грунта. Размеры лотка выбраны с таким расчетом, чтобы исключить влияние боковых стенок и дна на достоверность получаемых экспериментальных данных. Канал снабжен лебедкой 3 для перемещения тележки по рельсовому пути посредством стального каната 7, а также дополнительным оборудованием: измерительной аппаратурой 4; весами 5, для определения давления рабочих и ходовых органов на опорную поверхность; компрессором 6, для подкачки воздуха в шины; датчиками для измерения де-



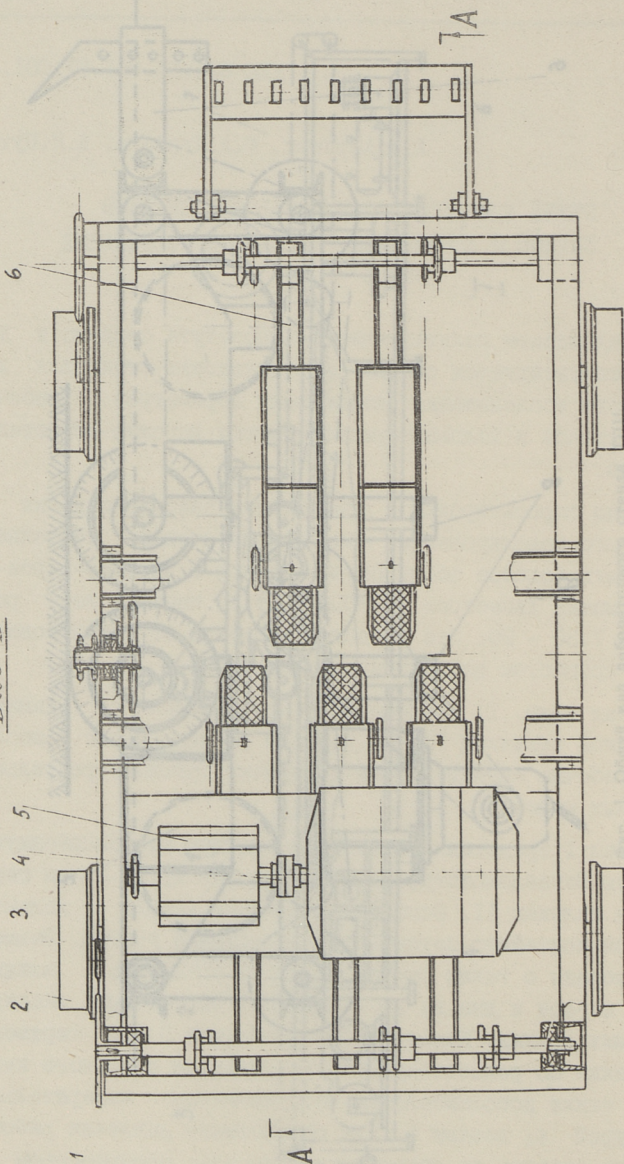
Фиг. 1. Общий вид лабораторного стенда ТТII.

A-A



Фиг. 2. Общий вид тележки (вид сбоку).

Вид В



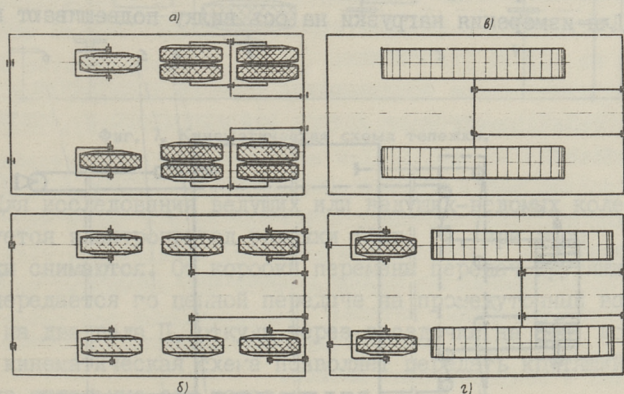
Фиг. 3. Общий вид тележки (вид сверху).

формации и напряжений в грунте; отметчиками пути и скорости; приспособлением для замера площади контакта шины в процессе движения ее по деформируемому грунту.

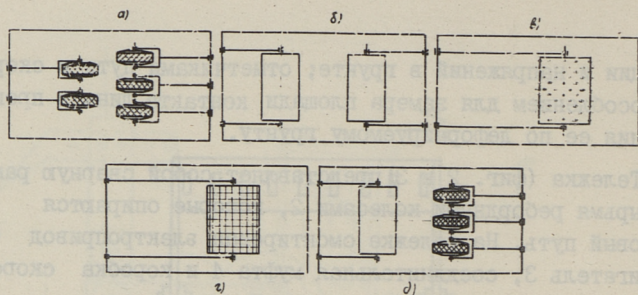
Тележка (фиг. 2 и 3) представляет собой сварную раму I с четырьмя ребордными колесами 2, которые опираются на рельсовый путь. На тележке смонтирован электропривод (электродвигатель 3, соединительная муфта 4 и коробка скоростей 5) для имитации тележки самоходной машины.

Тележка снабжена отметчиками числа оборотов и крутящих моментов; предусматривается также возможность установки навесного оборудования — рыхлителя 9 (см. фиг. 2) и отвала бульдозера или автогрейдера.

Конструкция тележки позволяет устанавливать различные движители колесных и гусеничных машин и рабочие органы катков (пневмоколеса; гладкие, решетчатые, кулачковые валцы статического и вибрационного действия и др.). Схемы установки колесных и гусеничных движителей на тележке показаны на фиг. 4, а различных рабочих органов катков — на фиг. 5.



Фиг. 4. Схемы установки колесных и гусеничных движителей на тележке: а и б — варианты колесных схем многоосных машин; в — гусеничный движитель; г — комбинированный движитель (гусеницы и пневмоколеса).

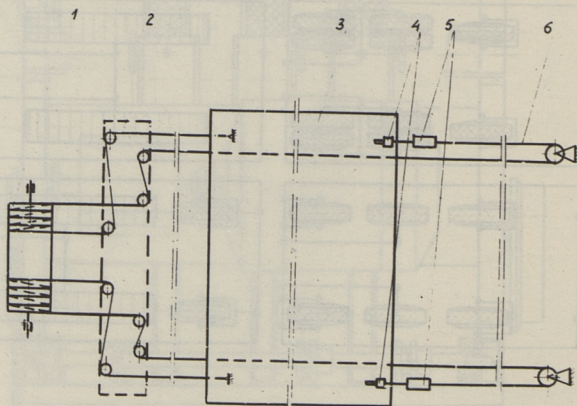


Фиг. 5. Схемы установки рабочих органов катков на тележке: а - пневматические шины; б - гладкие валцы; в - кулачковый валец; г - решетчатый валец; д - вариант комбинации рабочих органов (гладкий валец и пневматические шины).

Допускается установка пневмоколес размером 3.50 - 5, 5.00 - 10 до 7.50 - 20.

Конструкция тележки позволяет изменять расстояние между колесами и их взаиморасположение, что дает возможность исследовать различные колесные схемы и их сочетания с разными рабочими органами катков.

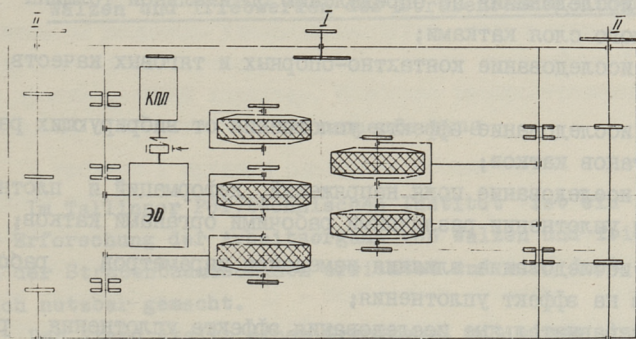
Вилки колес или рабочие органы катков 6 (фиг. 3) установлены с возможностью вертикального качания и имеют грузовой контейнер 7 (фиг. 2) для варьирования нагрузки на колесо. Для измерения нагрузки на ось вилку подвешивают при по-



Фиг. 6. Схема запасовки канатов тележки.

мощи троса к стойке 8. Вилки имеют площадку для установки вибраторов с переменной частотой и возмущающей силой. Для гашения вибрации, передаваемой на тележку, в шарниры вилок установлены резиновые амортизаторы.

При исследовании ведомых колес или рабочих органов катков используется лебедка 3 (фиг. 1). Запасовка канатов осуществлена по схеме, приведенной на фиг. 6. Канат 6, обоими концами неподвижно закрепленный на раме тележки 3, через блоки, установленные на раме канала 2, намотан на барабан I лебедки. Четыре-пять витков троса обеспечивают передачу усилий при определенном натяжении канатов, что осуществляется натяжным устройством 4. Динамометром 5 фиксируется натяжение каната и определяется тяговое усилие в процессе движения тележки.



Фиг. 7. Кинематическая схема тележки.

Для исследования ведущих или ведущих-ведомых колес используется электропривод тележки (фиг. 7), при этом тросы лебедки снимаются. От коробки перемены передач крутящий момент передается по цепной передаче на промежуточный вал I, далее на два вала II, откуда через звездочки на оси колеса. Такая кинематическая схема позволяет передать крутящий момент на отдельные оси колес.

Исследования на описанном стенде производится следующим образом. В грунтовой контейнер засыпается предусмотренный материал (сушь, песок и т.п.), устанавливается модель или оригинал исследуемого движителя или рабочего оборудования катка. После этого тележка делает при помощи одного из приводов заданное число возвратно-поступательных проходов.

При помощи известной измерительной аппаратуры (датчиков, мессдоз и т.п.) регистрируются интересные параметры.

Возможности описанного стенда позволяют провести экспериментальные исследования, связанные с решением ряда актуальных задач по эксплуатационным качествам дорожно-строительных машин и по выбору оптимальных параметров и режимов работы различных самоходных, прицепных и полуприцепных катков. Эти исследования могут быть сведены к следующим основным направлениям:

- исследования эффективного скоростного режима работы катков;
- исследования эффективности использования ведущих рабочих органов (колес) на катках;
- исследования по определению оптимальной толщины уплотняемого слоя катками;
- исследование контактно-опорных и тяговых качеств катков;
- исследование эффекта уплотнения от вибрирующих рабочих органов катков;
- исследование поля напряжений, деформаций и плотностей при уплотнении различными рабочими органами катков;
- исследование влияния изменения параметров рабочих органов на эффект уплотнения;
- сравнительные исследования эффекта уплотнения различными рабочими органами катков вибрационного и статического действия;
- исследования эффекта уплотнения от катков с комбинированными рабочими органами статического и вибрационного действия;
- исследования по выбору оптимальных параметров рабочих органов различных катков;
- исследования методов тягового расчета самоходных прицепных и полуприцепных катков.

Кроме перечисленных направления на стенде можно исследовать и другие вопросы:

- исследование контактно-опорных и тяговых качеств различных колесных и гусеничных машин;

- исследование влияния комбинированного ходового оборудования (колеса, гусеницы и т.д.) на проходимость и сцепные тяговые качества машины;

- исследование тормозных качеств колесного и гусеничного ходового оборудования.

L. Antipow, J. Luwischtschuk, A. Putk

Ein Stand zur Erforschung der Arbeitsorgane von Walzen und Triebwerken der Straßenbaumaschinen

Zusammenfassung

Im Tallinner Polytechnischen Institut ist ein Stand zur Erforschung der Arbeitsorgane von Walzen und Triebwerken der Straßenbaumaschinen errichtet und wird dort erfolgreich nutzbar gemacht.

Der Stand stellt einen Grundkanal mit einem dynamometrischen kleinen Wagen dar, auf welchem sowohl Modelle verschiedener Arbeitsorgane von Walzen als auch Triebwerke von Rad- und Raupenmaschinen aufgestellt werden.

Der Stand ermöglicht Versuchserforschungen der Betriebsqualität von Raupen- und Radmaschinen sowie die Auswahl optimaler Parameter und Arbeitsregime verschiedener selbstfahrender und Anhängewalzen.

УДК 624.131.43.001.13

Ю.А. Лувищук, А.И. Путьк

О ПРИМЕНЯЕМОСТИ ФОРМУЛ ДЛЯ РАСЧЕТА СОПРОТИВЛЕНИЯ ГРУНТОВ ВДАВЛИВАНИЮ

Существующие в настоящее время зависимости деформации грунтов от величины удельной нагрузки, передаваемой посредством плоского твердого тела, имеют неустойчивый, подчас противоречивый характер. Наиболее распространенные зависимости приведены в таблице I.

В таблице I приняты следующие обозначения: σ - контактное давление (напряжение), передаваемое на грунт посредством твердого тела (штампа), кгс/см², равного величине сопротивления грунта вдавливанию при закончившемся процессе деформирования; μ - показатель степени, зависящий от физико-механических свойств грунта; C - объемный коэффициент вдавливания; h - осадка (глубина вдавливания) штампа, см; e - основание натурального логарифма; n - константа, зависящая от состояния грунта; α_1 - константа, характеризующая состояние грунта; b - ширина прямоугольного штампа (гусеницы или колеса), см; l - длина прямоугольного штампа (гусеницы или колеса), см; σ_0 - несущая способность грунта, кгс/см³; σ'_0 - начальное внутреннее давление в грунте, обуславливающее его начальную пористость; λ - относительная деформация; L - коэффициент пропорциональности, характеризующий жесткость грунта и определяющийся его внутренним трением; C_1 - коэффициент, характеризующий связность грунта (почвы); C_φ - коэффициент, характеризующий угол внутреннего трения грунта; K - коэффициент деформируемости залежи; $C_0 = \frac{d\sigma}{dh}$ - начальный коэффициент

Т а б л и ц а I

Формулы для определения сопротивляемости грунтов
вдавливанию от величины деформации и величины
деформаций от удельных контактных давлений

№ фор- мулы	Ф о р м у л а	Исследо- ва- тель	Год публи- кации	Лите- ра- тур- ный источ- ник	Интер- валы коэф- фици- ентов
I	2	3	4	5	6
I.	$\sigma = ch$	И.Комов Н.Фусс	1785 1796 1813	[8] [17] [21]	
2.	$\sigma = \frac{2}{3}c\sqrt{h}$	Вист	1875	[22]	
3.	$\sigma = c(1 - e^{-nh})$	Р.Бернштейн	1913	[20]	$C=26,7-485$
4.	$\sigma = a_1(1+0,27b)lh^{0,5}$	Р.Бернштейн	1913	[20]	$a_1=4,0-71,1$
5.	$\sigma = ch^\mu$	В.Шульц М.Летошнев А.Бируля	1915 1924 1930	[18] [10] [3]	$\mu = 0,5$ $\mu=0,5;$ $c=0-25,0$
		В.Бабков		[1]	
6.	$\sigma = \sigma_0 \frac{\sigma_0(e^{L\lambda}-1)}{\sigma_0+e^{L\lambda}\sigma_c}$	М.Троицкая	1945	[15]	
7.	$\sigma = \sigma_0(1 - e^{-\frac{h}{k}})$	С.Корчунов	1948	[9]	$K=I,0-II,0$
8.	$\sigma = c\lambda^\mu$	С.Саакян	1955	[13]	$C=I,5-25,0$ $\mu=0-I,0$
9.	$\sigma = \left(\frac{C_1}{b} + C_\varphi\right) h^\mu$	М.Беккер	1955	[19]	$\mu=0-20$ $C_I=0-I,0$
10.	$\sigma = \sigma_0 \operatorname{th} \frac{c}{\sigma_0} h$	Б.Кацунин	1964	[7]	$\sigma_0=4,5-46$ $C=4,0-21,0$
II.	$\sigma = \frac{C_0}{\eta}(e^{\eta h}-1)$	М.Нафиков И.Поляков		[12] 1968	

постели, кгс/см³, $\eta = \frac{dc}{d\sigma}$ - интенсивность изменения коэф-
фициента постели, см⁻¹.

Известны и другие зависимости сопротивления грунтов, которые не учитывают глубину образуемой колеи и основываются на законе Кулона [6, 14].

При определении тяговых усилий, а также проходимости колесных и гусеничных машин, наибольшее распространение получили зависимости (1) и (5), [16].

Многочисленные исследования процесса сжатия грунтов показали, что в начальной фазе, действительно, сопротивление растет пропорционально деформации. Однако представление, что сопротивление грунтов вдавливанию линейно, является слишком приближенным, поскольку реальный грунт ведет себя не как упругий, а как упруго-вязкий материал. К тому же линейная зависимость приводит к понятию о непрерывном и бесконечном росте сопротивления, какой величины не достигала бы деформация [5].

По сравнению с формулами (1), (2), (3) и (4) более полно описывает процесс сопротивления грунтов вдавливанию зависимость (5).

Однако степенная зависимость имеет также свои недостатки. Так например, А.К. Бируля [4] отмечает, что до сих пор не найдена связь между параметрами этой зависимости и обычно применяемыми физическими характеристиками грунта, а поэтому зависимость остается эмпирической. Поскольку она подтверждается экспериментально, то нет полного основания совсем отказываться от нее для получения решения практических задач.

К аналогичному мнению пришли и другие исследователи [2], отмечающие, что степенная зависимость не учитывает ряд факторов, общепринятых в механике грунтов, поэтому для удобства расчета В.Ф. Бабков [2] предложил расчленив графическое изображение формулы (5) на две прямые. Для малых деформаций было предложено применять зависимость (1), а при больших

$$\sigma = C'h + Q, \quad (12)$$

где Q - начальная координата на оси σ .

По мнению В.Ф. Бабкова "... зависимость (5) или заменяющие ее (1) и (12) могут быть связаны с другими зависимостями механики грунтов путем выражения ее параметров C и

μ через характеристики сжимаемости грунтов и сопротивления их сдвигу".

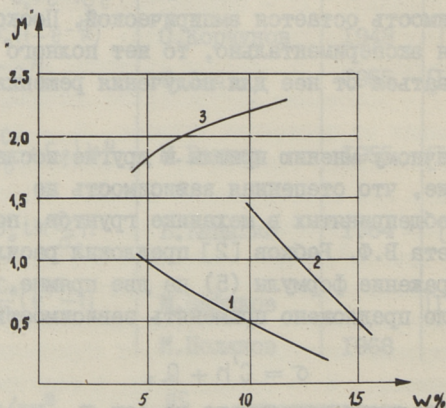
Зависимость (5) подвергалась длительному экспериментальному анализу, на основании которого получены довольно широкие диапазоны коэффициентов μ и C , причем μ принимает значения от $0 \div 2$, а $C - 0 \div 25$, при этом оба коэффициента зависят от физико-механических свойств и влажности грунта. Следует отметить, что характеры изменения величин коэффициентов по данным различных исследователей порой противоречивы. На фиг. I приводим зависимости коэффициента μ от влажности грунта в формуле (5) по данным А.К. Бируля [3] и А.А. Малышева [II].

Обобщая литературные данные по степенной зависимости можно сказать следующее:

- степенная зависимость имеет тот же недостаток, что и линейная, т.е. приводит к выводу о непрерывном и бесконечном росте сопротивления грунта деформированию, какой величины не достигла бы сама деформация;

- не найдена связь между параметрами μ и C , и общепринятыми в механике грунтов;

- размерность коэффициента C непостоянна и зависит от величины коэффициента μ ;



Фиг. 1. Зависимость коэффициента μ от влажности:
1 - рыхлый грунт по данным А.К.Бируля;
2 - связной грунт по данным А.К.Бируля;
3 - по данным опытов А.А.Малышева.

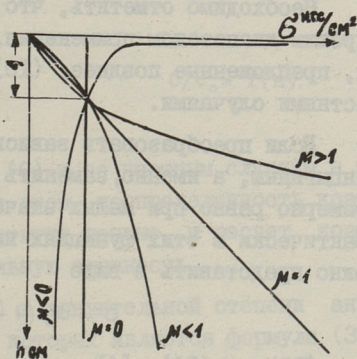
- зависимость (5) не описывает протекание процессов деформирования грунтов при значениях $\mu \leq 0$ и при $\sigma < C$ (см. фиг. 2);

- значения коэффициентов μ и C порой противоречивы и имеют значительный диапазон при изменении в широких пределах влажности и степени плотности грунта, причем коэффициент μ изменяется и в процессе самого деформирования грунта, ввиду этого в логарифмических координатах зависимость σ от h не выражается прямой линией с угловым коэффициентом $\ln \mu$. Следовательно, применение степенной зависимости не оправдывается,

- замена абсолютной деформации относительной, произведенная С.С. Саакяном [13], и видоизменение коэффициента "С", произведенные М.Беккером [20], практически не устраняют недостатки степенной зависимости, а лишь несколько улучшают ее, вместе с тем формула (8), предложенная С.С.Саакяном, удовлетворительно описывает процесс деформирования грунтов с глубиной деформации до 40 мм, справедливость которой для больших глубин сомнительная, что явствует из самой работы [13].

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что в общем виде степенная зависимость не может полностью и правильно описывать процесс деформирования грунтов в широком диапазоне изменения, их влажности и плотности, хотя в некоторых случаях экспериментальные данные удовлетворительно описываются степенной зависимостью.

Значительный интерес представляет формула (6), предложенная М.Н. Троицкой [15] с частными случаями:



Фиг. 2. Зависимость $\sigma = f(h)$ при различных значениях μ .

при наличии σ_c - имеем сжатие и из формулы (6) имеем

$$\sigma = \sigma_c (e^{L\lambda} - 1), \quad (I3)$$

при наличии σ_0 имеем процесс сдвига, описываемый зависимостью

$$\sigma = \sigma_0 (1 - e^{-L\lambda}), \quad (I4)$$

при линейной деформации зависимость (6) принимает вид:

$$\sigma = E\lambda = \lambda \frac{L(\sigma_0 + \sigma_c)}{4}, \quad (I5)$$

где E - модуль деформации грунта, кгс/см².

Зависимость (6) наиболее полно описывает зависимости величин деформаций грунтов от удельных давлений.

Необходимо отметить, что формула (6) обладает довольно широким диапазоном применения, так как некоторые зависимости, предложенные позднее, (I0) и (7) имеют сходство с ее частными случаями.

Если преобразовать зависимость (I0), предложенную В.В. Канцыгиным, а именно, заменить функцию $\text{th}x$ на $1 - e^{-x}$, что примерно равно при малых значениях x , а при значениях $x > 4$ практически в этих функциях нет различия, то формулу (I0) можно представить в виде

$$\sigma = \sigma_0 (1 - e^{-\frac{c}{\sigma_0} h}). \quad (I6)$$

Формулы (I6), (4), предложенные Р. Бернштейном и (7), предложенная С.С. Корчуновым, аналогичны по структуре с зависимостью (I4), частного случая формулы (6).

Интересна также зависимость, предложенная М.З. Нафиковым и И.С. Поляковым (II), которая имеет сходство с частным случаем зависимости (6) - формулой (I3).

Зависимость (II), по словам авторов, также охватывает практически все случаи деформирования любых грунтов, находящихся в любых состояниях (см. фиг. 3). Так например, при $\eta = 0$ получаем прямопропорциональную зависимость

$$\sigma = C_0 h. \quad (I7)$$

При $\eta < 0$ полагая: что $\frac{1}{\eta} = K$ и $\frac{C_0}{\eta} = \sigma_0$, получаем

$$h = -K \ln(1 - \frac{\sigma}{\sigma_0}). \quad (I8)$$

Из уравнения (18) авторы получают уже известную нам зависимость для торфов (7), где

$K = \frac{1}{\eta}$ - коэффициент деформируемости залежи, численно равный величине осадка штампа, а

$\sigma_0 = \frac{C_0}{\eta}$ - несущая способность грунта.

Подводя итог вышесказанному, отметим:

- наиболее общими являются формулы (6), (II), (IO) и (3), поскольку каждая из них, путем косвенного перехода, охватывает практически все случаи сопротивления грунтов вдавливанию,

- вычисления по формуле (6) и ее частным случаям в значительной мере трудоемки, при этом, неопределенность коэффициента L , по которому отсутствуют данные, и расчет коэффициента l создают дополнительную сложность,

- формулы (7), (II), (3) в значительной степени аналогичны, наиболее доступной из которых является формула (3) и могут быть получены путем преобразования формулы (II),

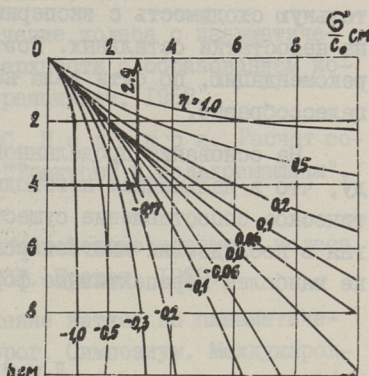
- наиболее перспективной и физически правильной в настоящее время является формула (II), хотя отличается своей математической сложностью,

- для малых деформаций можно рекомендовать зависимость (9) или (8).

В заключение отметим следующее:

В настоящей работе была сделана попытка систематизировать накопленный материал по сопротивляемости грунтов вдавливанию, а также был дан некоторый анализ существующих зависимостей.

В настоящее время ряд исследователей, занимающихся вопросом сопротивления грунтов вдавливанию рекомендуют применять ту или иную зависимость, ссылаясь на ее удовлетвори-



Фиг. 3. График зависимости

$$b/c_0 = f(h).$$

тельную сходимость с экспериментальными данными и указывая на недостатки остальных. Поэтому приводить же ту или иную рекомендацию, по сути дела не отличающуюся от других, нецелесообразно.

На основании проделанной работы можно прийти к выводу, что в дальнейшем необходимо было бы произвести аналитическое сопоставление существующих зависимостей, подвергая в последствии многосторонней экспериментальной проверке наиболее перспективные формулы.

Л и т е р а т у р а

1. В.Ф. Б а б к о в, А.С. С м и р н о в. Проходимость самолетов по грунтовым аэродромам. Сборник "Проблемы проходимости колесных машин". Изд. АН СССР, 1959.

2. В.Ф. Б а б к о в, А.К. Б и р у л я, В.М. С и д е н к о. Проходимость колесных машин по грунту. Изд. Автотрансиздат, М., 1959.

3. А.К. Б и р у л я. Эксплуатация автомобильных дорог. Изд. "Транспорт", М., 1966.

4. А.К. Б и р у л я. Исследования взаимодействия колес с поверхностью качения, как основа оценки проходимости. "Проблемы повышения проходимости колесных машин", АН СССР, М., 1959.

5. А.К. Г у с ь к о в. Оптимальные параметры сельскохозяйственных тракторов. М., 1966.

6. Н.Н. И в а н о в. Проектирование дорожных одежд. М., 1955.

7. В.В. К а ц ы г и н. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин. Автореферат докторской диссертации. Изд. БНИИ земледелия, Минск, 1964.

8. И. К о м о в. О земледельных орудиях. Санкт-Петербург, 1875.

9. С.С. К о р ч у н о в. Исследования физико-химических свойств торфа. Сборник статей. Труды ВНИИБП, вып. XII, 1953.

10. М.И. Л е т о ш н е в. Взаимодействие конной повозки и дороги. "Транспечать", Н.К.П.С., 1929.

11. А.А. М а л ы ш е в. Качение колеса с пневматической шиной по деформируемой поверхности с образованием колеи. Труды МАДИ, вып. 22, Автотрансиздат, 1958.

12. М.З. Н а ф и к о в, И.С. П о л я к о в. Расчет сопротивления движению трактора. "Тракторы и сельхозмашины", № 1, 1968.

13. С.С. С а а к я н. Взаимодействие ведомого колеса и почвы. Изд. Мин.сельхоз.Арм.ССР. Ереван, 1950.

14. С и м о н. Применение катков на пневматических шинах для строительства дорог. Симпозиум. Международная выставка строительных и дорожных машин и средств механизации строительно-монтажных работ. М., 1964.

15. М.Н. Т р о и ц к а я. Зависимость между силой и деформацией, как основа расчета прочности грунтов в дорожных конструкциях. Труды ДОРНИИ, вып. УП, М., 1947.

16. И.А. У л ь я н о в. Теория самоходных колесных землеройно-транспортных машин. Изд. "Машиностроение", М., 1966.

17. Н.И. Ф у с с. Опыт теории о сопротивлении, принимаемом дорогам всякого рода четырехколесными и двухколесными повозками, с определением обстоятельств, при которых одна из повозок полезнее других. Академические сочинения, выбранные из первого тома деяний Императорской Академии наук под заглавием: "Nova Acta Academiae Scientiarum Imperialis". Часть I, 1801.

18. В.В. Ш у л ь ц. Теория сопротивления катания твердого тела по пластическому пути. Известия Императорского Русского Технического общества № 3, 5, 12, 1915.

19. M. G. B e k k e r. Theory of Land Locomotion. (The Mechanics of Vehicle Mobility). The University of Michigan Press, 1956.

20. R. B e r n s t e i n. Probleme einer experimentellen Motorpflugmechanik. "Der Motorwagen", Nr. 9, 10, 1913.

21. G e r s t n e r. Handbuch der Mechanik. Bd. I, Prag, 1831.

22. W ü s t. Die Mähmaschinen der Neuzeit. 1875.

J. Luwischtschuk, A. Putk

Über die Anwendbarkeit von Formeln zur Errechnung
des Bodenwiderstandes beim Einpressen

Zusammenfassung

Im Artikel werden die weitverbreitetsten Formeln zur Errechnung des Bodenwiderstandes beim Einpressen angeführt.

Auf Grund einer Analyse der erwähnten Formeln und der Untersuchungsergebnisse einer Reihe Gelehrter wird der Schluß gezogen, daß alle erwähnten Formeln ihre Mängel haben und mitunter im Widerspruch zueinander stehen.

Als aussichtsreichste kann die Formel von Nafikow-Poljakow betrachtet werden.

УДК 621.434.13:518.5

Р.Р. Силлат

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ГАЗООБМЕНА В
ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С КРИВОШИПНОКАМЕРНОЙ
ПРОДУВКОЙ

Модель газообмена в двухтактном двигателе с кривошипнокамерной продувкой (ДДКП) должна отражать процессы во всех проточных частях органов газообмена. Так как требуемый объем памяти и расход машиночасов ЭВМ зависят от сложности модели, то вопрос о допустимости тех или других упрощений приходится решать по разному, в зависимости от поставленной цели.

Описываемая модель газообмена составлена для исследования процессов в ДДКП с учетом газодинамических явлений, поэтому остальные процессы цикла рассматриваются с меньшей точностью. Так как динамические явления в ДДКП имеют большее влияние на его показатели, нежели в других типах двигателей (низкий коэффициент избытка продувочного воздуха, большая вероятность обратного течения через органы газообмена), то и модель газообмена имеет свои особенности. Описываемая модель газообмена в ДДКП состоит из трех частей:

I. Модель резервуара (цилиндр, кривошипная камера) основывается на предположении о квазистационарности процессов при однородном наполнении резервуара. Предполагается, что состав газа в резервуарах изменяется с газообменом и сторанием. Состав вытекающего из цилиндра газа выбирается в зависимости от мгновенной величины коэффициента избытка продувочного воздуха. Сторание в цилиндре рассчитывается по полуэмпирической формуле Вибе, а коэффициент теплообмена со стенками по формуле Вошни [6].

2. Модель трубы с одномерным неустановившимся движением газа. Предполагаются одинаковые параметры газа во всех точках поперечного сечения тока. Потери на трение учитываются силой трения о стенки с постоянным коэффициентом трения. Теплообмен со стенкой трубы рассчитывается по формуле Ньютона со средними коэффициентами теплопередачи и температурой стенки [4]. Как показывают проведенные проверки, даже для довольно резких изменений сечения трубы (выпускные трубы ДДКП) процессы отражаются принципиально правильно.

3. Краевые условия для связывания процессов трубы с параметрами газа в резервуарах и в окружающей среде [3]. Движение газа через концы трубопровода рассчитывается как квазистационарное с учетом увеличения энтропии.

Введением в системы дифференциальных уравнений модели обобщенных переменных (см. список символов) получена обобщенная модель газообмена в ДДКП, которая уже не зависит от абсолютных размеров двигателя и параметров окружающей среды.

1. Модель резервуара

$$d\bar{T} = \frac{1}{MC_v} \left[(k_0 - 1) \mu_E \psi_E F_{\max E} M_{fE} K_1 dZ - (k_0 - 1) \mu_A \psi_A \cdot \right. \\ \left. \cdot F_{\max A} M_{fA} K_1 dZ - \frac{M\bar{R}\bar{T}dV}{V} (k_0 - 1) + \bar{\alpha}_r F_w (C_3 - \bar{T}) dZ C_4 C_1 + \right. \\ \left. + \frac{\delta M dx}{(1 + \gamma_r)(1 + \alpha l_0)} C_5 C_1 \right] - \frac{\bar{T}(C_{vL} - C_{vR})}{C_v} d\lambda_z;$$

$$dM = \mu_E \psi_E F_{\max E} M_{fE} K_1 dZ - \mu_A \psi_A F_{\max A} M_{fA} K_1 dZ;$$

$$F_{\max} = \frac{4}{\pi} \sigma G_4 G_5 G_1 \cos G_8;$$

$$\psi = \Gamma_1(G_4, Y, G_8, \sigma);$$

$$\sigma = \Gamma_2(\lambda, \Phi);$$

$$\bar{R} = \Gamma_3(\alpha, \lambda_z);$$

$$E = C_v T;$$

$$C_v = \bar{R}(k_0 - 1)(k - 1);$$

$$d\lambda_z = \frac{1}{M} [(\lambda_{zE} - \lambda_z) \mu_E \psi_E F_{\max E} M_{fE} K_1 dZ - (\lambda_{zA} - \lambda_z) \mu_A \psi_A F_{\max A} M_{fA} K_1 dZ] - (1 - \gamma / \beta_0) dx;$$

$$\lambda_{zA} = \Gamma_4(\lambda_s);$$

$$d\lambda_s = \lambda_{zE} \psi_E F_{\max E} M_{fE} K_1 dZ \mu_E;$$

$$\beta_0 = \Gamma_5(\alpha);$$

$$V = \Gamma_6(\varepsilon, Y);$$

$$dV = \Gamma_7(Y);$$

$$Y = \frac{1}{2} [(1 - \cos(2\pi Z)) - \frac{\lambda}{4} (1 - \cos(4\pi Z))];$$

$$\bar{\alpha}_r = p^{0,786} \bar{T}^{-0,525} K_1^{-0,786};$$

$$F_w = \Gamma_8(\varepsilon, Y, G_1);$$

$$\delta = \Gamma_9(\alpha);$$

$$x = 1 - e^{5 \left(\frac{\theta + \varphi}{\rho_2} \right)^{k_v}};$$

$$k = \Gamma_{10}(\lambda_z, \bar{T}, k_0).$$

2. Уравнения неустановившегося движения газа в трубке тока с теплообменом и трением [1, 4]:

- Уравнение движения:

$$\frac{G_7}{K_1} \frac{\partial U}{\partial Z} + U \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{2}{k-1} A \frac{\partial A}{\partial X} - \frac{2}{k-1} \frac{A^2}{F_3} \frac{\partial F_3}{\partial X} = - \frac{|U|U}{G_6} G_7 G_1;$$

- Уравнение неразрывности:

$$\frac{K_1 A}{G_7} \frac{\partial U}{\partial X} + \frac{2}{k-1} \left(\frac{\partial A}{\partial Z} + U \frac{\partial A}{\partial X} \frac{K_1}{G_7} \right) - \frac{2k}{k-1} \frac{A}{F_3} \left(\frac{\partial F_3}{\partial Z} + U \frac{\partial F_3}{\partial X} \frac{K_1}{G_7} \right) = - \frac{2UA}{G_6} \frac{k_1}{G_7};$$

- Уравнение энергии:

$$\frac{\partial F_3}{\partial Z} + U \frac{\partial F_3}{\partial X} \frac{K_1}{G_7} = \frac{F_3}{A^2} \frac{k-1}{2} \left(\frac{\varepsilon}{2} \frac{|U|^3}{G_6} \frac{K_1}{G_1} + 4G_2 \frac{C_3 - \bar{T}}{\bar{r}} \frac{K_1}{G_6} \frac{1}{k_0 - 1} \right);$$

- Уравнение состояния

$$\bar{T} = \frac{A^2}{kR} k_0.$$

3. Краевые условия [3]:

- Определение скорости в минимальном сечении дросселя:

$$A_d = A_2 F_{s1} / F_{s2};$$

$$U_d = \sqrt{\frac{2/(k-1)(A_1^2 - A_d^2)}{1 - (\mu\psi(A_d/A_1))^{2/(k-1)}}}.$$

Если $U_d > A_d$, то

а) если истечение из трубы:

$$\frac{2A_1^2}{k-1} + (\mu\psi)^2 \frac{U_d^{\frac{2(k+1)}{k-1}}}{A_1^{\frac{4}{k-1}}} - \frac{U_d^2(k+1)}{k-1} = 0,$$

б) если истечение из резервуара:

$$U_d = A_1 \sqrt{\frac{2}{k+1}}.$$

- Определение взаимодействия с одномерным движением в трубе:

а) истечение из трубы:

$$U_1 = \mu\psi U_d (A_d/A_1)^{2/(k-1)};$$

б) течение в трубу

$$U_2 = \mu\psi U_d (A_d/A_1)^{2/(k-1)} (F_{s2}/F_{s1})^{2k/(k-1)},$$

$$F_{s2} = F_{s1} \left(1 + \frac{k-1}{2A^2} (U_d^2 - U_2^2) \right).$$

- Определение взаимодействия с газом в резервуаре:

Удельный расход через свободное сечение:

$$M_f = U_d (A_d^2 k_o / (k \bar{R}))^{1/(k-1)} / F_{s1}^{2k/(k-1)}.$$

Удельная полная энтальпия:

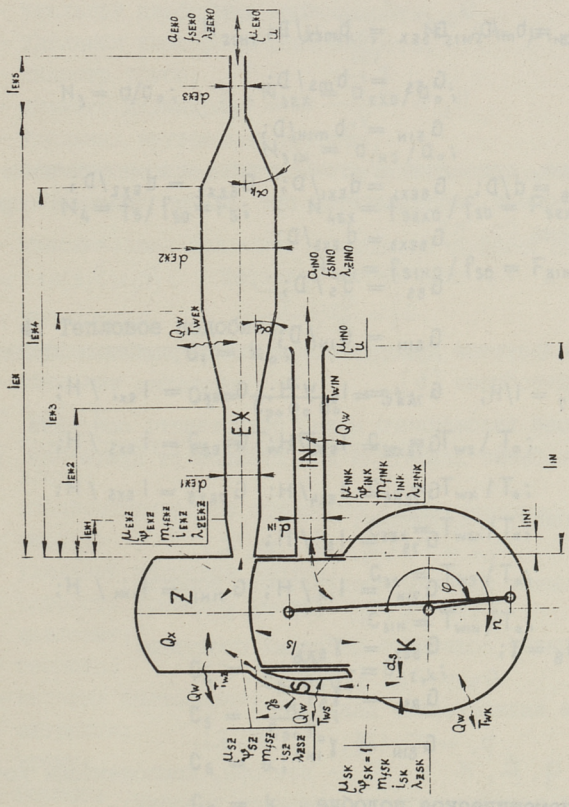
$$I = A^2 \frac{k_o - 1}{k - 1} + U^2 \frac{k_o - 1}{2}.$$

Вышеприведенная система уравнений с обобщенными переменными содержит ряд комплексов и симплексов при соблюдении которых решение системы не изменится. Если два одноцилиндровых двигателя (или многоцилиндровые двигатели с отдельными для каждого цилиндра системами газообмена) имеют все одинаковые константы и одинаковые законы $\Gamma_I \dots \Gamma_{I0}$, то и процессы в тех двигателях протекают одинаково. Из-за постоянства α_w , μ и ξ в комплект условий подобия газообмена не входит критерий Рейнольдса - модель становится независимой от абсолютных размеров двигателя и параметров окружающей среды. Ниже приводятся условия подобия газообмена для схемы, приведенной на фиг. I, с учетом оговоренных упрощений (условно разделены в группы).

I. Геометрическое подобие:

$$G_1 = H/D = \xi;$$

$$G_2 = \varepsilon; \quad G_{22} = \varepsilon_z; \quad G_{2k} = \varepsilon_k;$$



Фиг.1.

$$G_3 = \lambda;$$

$$G_4 = b/b_m; \quad G_{4EX} = b_{EX}/b_{mEX};$$

$$G_{4S} = b_S/b_{mS};$$

$$G_{4IN} = b_{IN}/b_{min};$$

$$G_5 = b_m/D; \quad G_{5EX} = b_{mEX}/D;$$

$$G_{5S} = b_{mS}/D;$$

$$G_{5IN} = b_{min}/D;$$

$$G_6 = d/D; \quad G_{6EX1} = d_{EX1}/D; \quad G_{6EX2} = d_{EX2}/D;$$

$$G_{6EX3} = d_{EX3}/D;$$

$$G_{6S} = d_S/D;$$

$$G_{6IN} = d_{IN}/D;$$

$$G_7 = l/H; \quad G_{7EX} = l_{EX}/H; \quad G_{7EX1} = l_{EX1}/H;$$

$$G_{7EX2} = l_{EX2}/H; \quad G_{7EX3} = l_{EX3}/H;$$

$$G_{7EX4} = l_{EX4}/H; \quad G_{7EX5} = l_{EX5}/H;$$

$$G_{7S} = l_S/H;$$

$$G_{7IN} = l_{IN}/H; \quad G_{7INI} = l_{INI}/H;$$

$$G_8 = \gamma; \quad G_{8EX} = \gamma_{EX};$$

$$G_{8S} = \gamma_S;$$

$$G_{8IN} = \gamma_{IN};$$

2. Кинематическое подобие

$$K_1 = \frac{a_0 \cdot t_{пер}}{H} = H_0$$

$$K_2 = \Phi; \quad K_{2EX} = \Phi_{EX};$$

$$K_{2S} = \Phi_S;$$

$$K_{2IN} = \Phi_{IN};$$

$$K_3 = \Theta;$$

$$K_4 = \varphi_2.$$

3. Динамическое подобие:

$$N_1 = \zeta;$$

$$N_2 = \mu; \quad N_{2EX1} = \mu_{EX2}; \quad N_{2EX2} = \mu_{EXO};$$

$$N_{2S1} = \mu_{S2}; \quad N_{2S2} = \mu_{SK};$$

$$N_{2IN1} = \mu_{INK}; \quad N_{2IN2} = \mu_{IND};$$

$$N_3 = a/a_0; \quad N_{3EX} = a_{EXO}/a_0;$$

$$N_{3IN} = a_{IND}/a_0;$$

$$N_4 = f_s/f_{s0} = F_s; \quad N_{4EX} = f_{SEX0}/f_{s0} = F_{SEX0};$$

$$N_{4IN} = f_{SIND}/f_{s0} = F_{SIND}.$$

4. Тепловое подобие:

$$C_1 = k_0;$$

$$C_2 = \frac{\alpha_w}{c_{p0} \rho_0 a_0} = St;$$

$$C_3 = T_w/T_0; \quad C_{3Z} = T_{wZ}/T_0;$$

$$C_{3K} = T_{wK}/T_0;$$

$$C_{3EX} = T_{wEX}/T_0;$$

$$C_{3S} = T_{wS}/T_0;$$

$$C_{3IN} = T_{wIN}/T_0;$$

$$C_4 = \frac{\alpha_0}{c_{p0} \rho_0 a_0} = St_{z,k};$$

$$C_5 = \frac{H_w}{c_{p0} T_0};$$

$$C_6 = \alpha;$$

$$C_7 = k_v.$$

Некоторые из приведенных критериев имеют явно второстепенное значение для описания процессов газообмена (K_3 , K_4 , C_4 и т.д.) — их можно исключить из исследования, рассматривая их при математическом моделировании как постоянные. Комбинируя приведенные критерии между собой, но не изменяя их общего числа, можно некоторые из них привести к более употребляемому виду.

Используя G_1 , можно из K_1 получить:

$$K_1' = a_0 / C_m,$$

откуда видно, что средняя скорость поршня является характерной величиной и при рассмотрении газообмена.

Используя K_1, K_2 и G_8 можно G_5 привести к виду:

$$G_5' = \frac{\int_0^\phi f d\phi}{V_h n} a_0 = a_0 W';$$

$$G_5'' = \frac{\int_0^{t(\phi)} f dt}{V_h} a_0 = a_0 Z'.$$

Последние два, приведенные угол-сечение и время-сечение органов газообмена, используются при выборе размеров органов газообмена [2, 5].

Из G_6 и K_1 получается критерий

$$G_6' = \frac{a_0}{n} \sqrt{\frac{f}{V_h l}},$$

который используется при рассмотрении инерционных явлений в системе газообмена [5].

На основе изложенного можно представить основные параметры газообмена двигателя как функции от критериев подобия:

Коэффициент наполнения:

$$\eta_v = \Gamma_{11}(\eta, \beta, \kappa, \xi).$$

Коэффициент избытка продувочного воздуха:

$$\lambda_s = \Gamma_{12}(\eta, \beta, \kappa, \xi).$$

Коэффициент полезного действия продувки:

$$\eta_s = \Gamma_{13}(\eta, \beta, \kappa, \xi).$$

Среднее индикаторное давление:

$$p_i = \Gamma_{14}(\eta, \beta, \kappa, \xi).$$

Здесь η, β, κ и ξ - векторы, компонентами которых являются соответствующие критерии подобия:

$$\eta = \begin{pmatrix} G_1 \\ \vdots \\ G_8 \end{pmatrix}; \quad \beta = \begin{pmatrix} K_1 \\ \vdots \\ K_4 \end{pmatrix}; \quad \kappa = \begin{pmatrix} N_1 \\ \vdots \\ N_4 \end{pmatrix}; \quad \xi = \begin{pmatrix} C_1 \\ \vdots \\ C_7 \end{pmatrix}.$$

Для нахождения указанных зависимостей можно наряду с экспериментальными методами использовать и математическую модель, решая ее численными методами на ЭЦМ.

Список символов

I. Основные обозначения:

- a - скорость звука;
- b - ширина окна по потоку;
- c_m - средняя скорость поршня;
- c_p - удельная изобарная теплоемкость;
- c_v - удельная изохорная теплоемкость;
- d - диаметр трубы;
- D - диаметр цилиндра;
- e - удельная внутренняя энергия;
- f - геометрическое проходное сечение окна газообмена;
- $f_k = \pi D^2/4$;
- f_{max} - максимальная величина проходного сечения окна;
- $f_s = \exp(s/(2c_p))$;
- H - ход поршня;
- H_u - теплотворная способность топлива;
- i - удельная энтальпия;
- $k = c_p/c_v$;
- k_v - коэффициент уравнения сгорания;
- l - длина;
- l_o - стехиометрическое отношение воздух/топливо;
- m - масса;
- m_f - удельный массовый расход;
- n - скорость вращения коленчатого вала;
- p - давление;
- q - теплота;
- R - газовая постоянная;
- s - энтропия;
- t - время;
- t_{per} - период;
- T - температура;
- u - скорость газа;
- v - объем резервуара;
- $V_h = f_k H$;
- W - угол-сечение;
- x - пространственная координата в трубе;
- x_v - доля топлива, сгоревшего до данного момента;
- y - перемещение поршня;

- Z - время-сечение;
 α - коэффициент избытка воздуха;
 α_r - коэффициент теплопередачи к стенкам резервуара;
 α_w - коэффициент теплопередачи к стенкам в трубе;
 β_0 - коэффициент молекулярного изменения;
 γ - угол наклона оси трубы газообмена;
 $\Gamma_4 \dots \Gamma_{10}$ - известные функции;
 $\Gamma_{11} \dots \Gamma_{14}$ - искомые критериальные соотношения;
 γ_r - коэффициент остаточных газов;
 δ - коэффициент неполноты сгорания;
 ε - степень сжатия;
 ζ - коэффициент трения в трубе;
 η_v - коэффициент наполнения;
 θ - угол опережения зажигания;
 λ - отношение радиуса кривошипа и длины шатуна;
 λ_3 - коэффициент избытка продувочного воздуха;
 $\lambda_z = \frac{m_L}{m}$ - коэффициент чистоты газа;
 μ - коэффициент расхода;
 $\xi = H/D$;
 ρ - плотность;
 σ - коэффициент потеряннного объема;
 φ - угол поворота коленчатого вала;
 φ_z - продолжительность сгорания;
 Φ - продолжительность открытого состояния окон газообмена;
 $\Psi = f/f_{\max}$.

2. Обобщенные переменные:

$$A = a/a_0; \quad P = p/p_0; \quad M_f = m_f/(a_0 \rho_0).$$

$$C_v = c_v/c_{v0}; \quad \bar{R} = R/R_0;$$

$$C_p = c_p/c_{p0}; \quad \bar{T} = T/T_0;$$

$$E = e/e_0; \quad U = u/a_0;$$

$$F = f/f_k; \quad V = v/V_h;$$

$$F_s = f_s/f_{s0}; \quad X = x/l;$$

$$I = i/i_0; \quad Y = y/H;$$

$$M = m/(V_h \rho_0); \quad Z = t/t_{\text{пер}};$$

3. Индексы:

- A - выпуск из резервуара;
- d - дроссель;
- E - впуск в резервуар;
- EX - выпускные органы;
- IN - впускные органы;
- K - кривошипная камера;
- L - чистая смесь;
- m - средняя;
- г - продукты сгорания;
- w - теплообмен со стенкой;
- x - сгорание;
- z - цилиндр;
- 0 - параметры приведения;
- i - перед дросселем;
- 2 - после дросселя.

Л и т е р а т у р а

1. О. Г. К р а с о в с к и й. Численное решение уравнений нестационарного течения для выпускных систем двигателей. Тр. ЦНИДИ, вып. 57, Л., 1968.

2. М. Г. К р у г л о в. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). Машгиз, М., 1963.

3. Р. Р. С и л л а т. Краевые условия при математическом моделировании газообмена в быстроходном двухтактном карбюраторном двигателе с кривошипнокамерной продувкой. См. наст. сборник, стр. 121.

4. Н. S e i f e r t. Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Springer-Verlag. Berlin-Göttingen-Heidelberg, 1962.

5. R. S i l l a t. Neljataktiliste mootorite võimsuse tõstmisest. Tehnika ja Tootmine, 9, 479-482, 1971.

6. G. W o s c h n i. Beitrag zum Problem des Wärmeüberganges im Verbrennungsmotor. MTZ, 26, Hft. 4, 128-133.

R. Sillat

Mathematical Simulation of a Crankcase Scavenged
Two-Stroke Gasoline Engine

Summary

The gas exchange in a two-stroke gasoline engine is simulated. The model for cylinder and crankcase includes instantaneous heat transfer, homogeneous combustion burning rates and a scavenging model which allows any intermediate mode between perfect scavenging and complete mixing. Flow through engine ports is considered as quasi-steady non-homoentropic one and in pipes it is considered as one-dimensional unsteady flow with heat transfer and wall friction. From the equations for cylinder and crankcase charging process and from the basic equations describing unsteady flow in tubes and from the boundary condition equations, a group of dimensionless similarity parameters is derived.

УДК 62I.434.13:532

Р.Р. Силлат

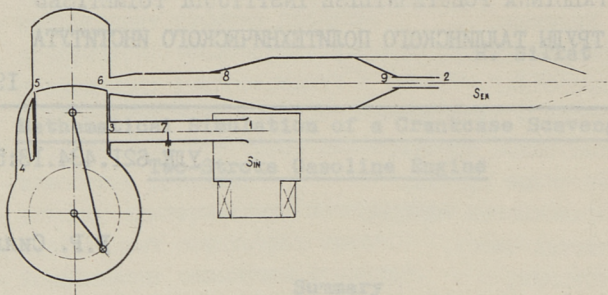
КРАЕВЫЕ УСЛОВИЯ ПРИ МАТЕМАТИЧЕСКОМ
МОДЕЛИРОВАНИИ ГАЗООБМЕНА В БЫСТРОХОДНЫХ
ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ С КРИВОШИПНОКАМЕРНОЙ
ПРОДУВКОЙ

Из опытов математического моделирования газообмена в двигателях внутреннего сгорания известно, что наибольшую трудность при этом составляет правильное аппроксимирование краевых условий. С неправильным выбором их связаны самые грубые неточности и ошибки модели. С другой стороны, как показывают опыты численного решения составленных моделей, около половины машино-времени ЭВМ расходуется на краевые условия. Для сокращения времени расчета часто применяются крайне упрощенные краевые условия, а иногда рассчитывают только эпюры параметров состояния в органах газообмена.

В то же время, как известно из данных литературы [1, 4, 5, 6, 7], краевые условия можно аппроксимировать как квазистационарные. Подробная методика аппроксимирования краевых условий для общего случая течения в литературе в настоящее время отсутствует. При составлении математической модели газообмена в двухтактном двигателе с кривошипнокамерной продувкой автором статьи разработана нижеизложенная методика аппроксимирования краевых условий.

Краевые условия, встречающиеся при математическом моделировании газообмена в быстроходном двухтактном карбюраторном двигателе с кривошипнокамерной продувкой (ДДКП), можно разделить (см. фиг. 1) на четыре случая:

1. Открытый конец трубопровода выходит в резервуар с постоянным давлением или в атмосферу. Течение может быть направлено в трубу или из нее, вход в трубу может иметь



Фиг. 1.

закругления или быть незакругленным. Таким краевым условием можно характеризовать концы выпускной и впускной трубы (1 и 2 на фиг. 1). Если их концы не выходят прямо в атмосферу, а выходят в резервуары (глушители), то предполагается, что давление в них постоянное, величина которого уточняется после расчета цикла.

2. Незакругленный или дросселированный конец трубы выходит в объем с изменяющимся давлением. Газ может течь из резервуара в трубу или обратно из трубы в резервуар. Параметры состояния в соединенном с трубопроводом резервуаре определяются из массовых и энергетических балансов. Такие краевые условия характеризуются точками 3, 4, 5 (фиг. 1), если окна в цилиндре открыты, и точками 1 и 2, если нужно учитывать нестационарность давления в резервуарах $S_{ин}$ и S_{ex} .

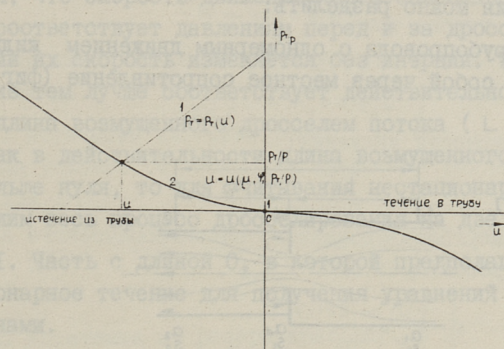
3. Дроссели и скачкообразные изменения сечения трубы между участками с плавным изменением сечения (точки 7, 8, 9 на фиг. 1).

4. Закрытый конец трубы характеризует краевые условия в точках 3, 5, 6 (иногда и в точке 4) при закрытых окнах.

Из вышеприведенных групп только для последнего, закрытого конца трубы, действует простое условие — скорость движения газа на конце трубопровода равняется нулю. При истечении из открытого конца трубы и течении в хорошо закругленный вход трубы можно и для первой группы краевых условий подобрать более простые приближенные соотношения. Но так как в действительности коэффициент расхода на концах

трубопроводов может иметь разные величины, такое условие в общем случае не подходит. Поэтому в дальнейшем рассматриваются все группы кроме последней. Для учитывания особенностей отдельных групп в алгоритме имеются специальные переключатели.

Относительно трубопровода с одномерным течением решения краевых условий можно представить графически как точку пересечения двух кривых (фиг. 2):



Фиг. 2.

1. Кривая, характеризующая зависимость параметров состояния газа в трубе в зависимости от скорости течения в крайней точке трубы (линия 1 на фиг. 2).

2. Кривая, характеризующая скорость течения через дроссель или другое местное сопротивление под действием данной разности параметров состояния (линия 2 на фиг. 2).

На фигуре можно определить следующие зоны:

1. Отсутствует движение жидкости - давление в трубе равно давлению в сопряженном трубопроводе объеме:

$$p_T / p = 1.$$

2. Истечение из трубы, если

$$p_T / p > 1.$$

Если в минимальном сечении скорость течения достигает скорости звука, то течение надкритическое:

$$M = u_d / a_d = 1.$$

3. Течение в трубу, если

$$\rho_T / \rho < 1.$$

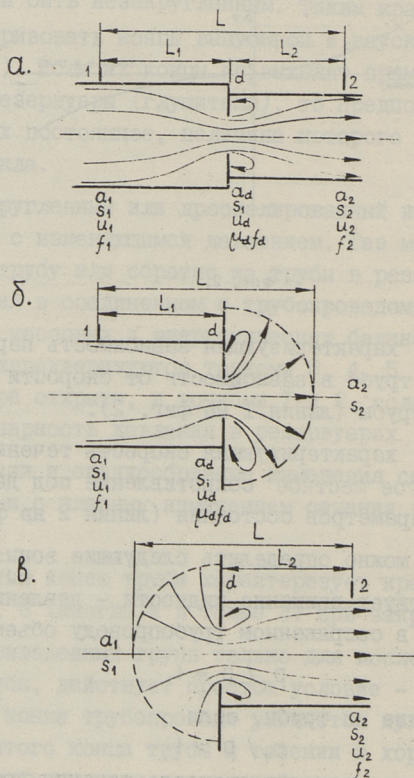
Если скорость течения в минимальном сечении равняется скорости звука, то есть

$$M = u_d / a_d = 1,$$

то существует возможность сверхзвукового течения газа в трубопроводе.

В зависимости от конструкции и связи с трубопроводами краевые условия можно разделить:

I. Два трубопровода с одномерным движением жидкости связаны между собой через местное сопротивление (фиг. 3 а);



Фиг. 3.

2. Газ течет из трубы через дроссель в резервуар (фиг. 3 б);

3. Газ течет из резервуара через дроссель в трубу (фиг. 3 в).

Так как уравнениями одномерного нестационарного движения рассчитывать течение газа через дроссель нельзя, а общие зависимости для многомерного неустановившегося движения не могут быть получены, то процесс течения через дроссель рассматривается как квазистационарный. Предполагается, что скорость движения через свободное сечение дросселя соответствует давлению перед и за дросселем, при изменении их скорость изменяется без инерции. Такое предположение тем лучше соответствует действительности, чем короче длина возмущенного дросселем потока (L на фиг. 3). Так как в действительности длина возмущенного потока всегда больше нуля, то для учитывания нестационарностей в нем разделим весь процесс дросселирования на две части:

1. Часть с длиной 0, в которой предполагается квазистационарное течение для получения уравнений связи между сторонами.

2. Часть с длиной L , которая добавляется участкам с одномерным движением для учитывания действительной длины потока в дросселе. Расчет в этой части ничем не отличается от расчета нормального одномерного неустановившегося потока. Опытами установлено, что стационарное течение через произвольный дроссель происходит аналогично течению через круглый дроссель с равным эффективным сечением [5, 7]. Особенности дросселя учитываются коэффициентами контракции и скорости (коэффициент расхода). Так как на нормальных режимах двигателя характер течения мало зависит от числа Рейнольдса, то коэффициент расхода берется зависимым только от геометрического свободного сечения. Определяется коэффициент расхода в основном статической продувкой. Данные о коэффициентах расхода на нестационарных режимах можно получить анализом индикаторных диаграмм, снятых с работающих двигателей [3].

При квазистационарном расчете неизознотропического движения движение разделяется, аналогично адиабатному движению, на два этапа [3, 5, 7]:

1. В первой части дросселя в направлении движения до минимального проходного сечения предполагается энергоизолированное изоэнтропическое течение с ускорением газа. Давление в минимальном сечении принимается равным давлению p_2 или критическому давлению.

2. От минимального сечения до установления одномерного течения течение происходит с увеличением энтропии.

Принимая в уравнениях нестационарного движения сжимаемой жидкости в трубке тока [2, 4]

$$\begin{cases} (\rho u f)_x + \rho_t^f = 0 \\ u_t + u u_x = -1/\rho \cdot p_x \end{cases}$$

из-за стационарности движения:

$$\partial/\partial t = 0$$

$$\partial/\partial x = d/dx,$$

получим для энергоизолированного изоэнтропического движения (первый этап дросселирования):

$$\begin{cases} \rho u f = \text{const} \\ \frac{d^2}{k-1} + \frac{u^2}{2} = \text{const}. \end{cases} \quad (I)$$

Второе из них, уравнение Бернулли для энергоизолированного изоэнтропического течения, написанное для первой части дросселя:

$$\frac{a_1^2}{k-1} + \frac{u_1^2}{2} = \frac{a_d^2}{k-1} + \frac{u_d^2}{2} = \frac{u_{кр}^2}{2} \frac{k+1}{k-1}. \quad (2)$$

В подкритической части движения

$$p_d = p_2. \quad (3)$$

Так как

$$\frac{p_d}{p_2} = \left(\frac{a_d}{a_2} e^{-s_1/(2c_p)} \right)^{2k/(k-1)},$$

то

$$a_d = a_2 \frac{e^{s_1/(2c_p)}}{e^{s_2/(2c_p)}}.$$

Обозначив функцию энтропии

$$F_s = \exp(s/(2c_p)),$$

условие (3) принимает вид:

$$a_d = a_2 F_{s_1} / F_{s_2}.$$

Используя уравнение неразрывности при стационарном движении (I) получим из (2) уравнение для скорости в минимальном сечении дросселя:

$$u_d = \sqrt{\frac{2/(k-1)(\sigma_1^2 - \sigma_d^2)}{1 - \left(\mu_d \frac{f_d}{f_1} \left(\frac{\sigma_d}{\sigma_1}\right)^{2/(k-1)}\right)^2}},$$

которое действительно при условии:

$$M = u_d / \sigma_d < 1$$

Если скорость в минимальном сечении достигает критического значения, то заменяя условие (3) на условие:

$$M = u_d / \sigma_d = 1 \quad (4)$$

нужно учитывать особенности в расчете разных типов (по фиг. 3) дросселей.

I. Истечение из трубы (фиг. 3 а, б).

Учитывая условие (4) можно из уравнения (2) получить уравнение для u_d :

$$\frac{2\sigma_1^2}{k-1} + \left(\frac{\mu_d f_d}{f_1}\right)^2 \frac{u_d^{2(k+1)/(k-1)}}{\sigma_1^{4/(k-1)}} - \frac{u_d^{2(k+1)}}{k-1} = 0.$$

2. Истечение из резервуара (фиг. 3 в).

Из уравнения (2) и условия (4) получим:

$$u_d = \sigma_d = \sigma_1 \sqrt{\frac{2}{k+1}}.$$

Для связывания краевых условий с одномерным нестационарным движением рассчитываем скорость в начале или в конце одномерного движения, учитывая уравнение неразрывности при стационарном движении и связи между параметрами состояния газа. При истечении из трубы скорость u_1 в конце трубы:

$$u_1 = u_d \frac{\mu_d f_d}{f_1} \left(\frac{\sigma_d}{\sigma_1}\right)^{2/(k-1)}.$$

При течении в трубу скорость течения u_2 в начале трубы:

$$u_2 = u_d \frac{\mu_d f_d}{f_2} \left(\frac{\sigma_d}{\sigma_2}\right)^{2/(k-1)} \left(\frac{F_{s2}}{F_{s1}}\right)^{2k/(k-1)}$$

и увеличение энтропии:

$$\Delta F_s = \frac{F_s (k-1)}{2\sigma_2^2} (u_d^2 - u_2^2).$$

Удельный расход через орган газообмена:

$$m_f = u_d \rho_d = u_d \rho_0 \left(\frac{a_d^2 k_0 R_0}{a_0^2 k R} \right)^{1/(k-1)} \left(\frac{F_{s0}}{F_{s1}} \right)^{2k/(k-1)}$$

В зависимости от типа местного сопротивления (по фиг. 3) необходимо для решения краевых условий составить из приведенных уравнений систему и решить ее совместно с уравнениями одномерного движения в трубопроводах.

Список символов:

I. Основные символы:

- a - скорость звука;
- c_p - удельная изобарная теплоемкость;
- F_s - функция энтропии;
- f - проходное сечение;
- k - отношение теплоемкостей;
- L - длина;
- M - число Маха;
- p - давление;
- R - газовая постоянная;
- s - энтропия;
- S_{EX} - глушитель выпуска;
- S_{IN} - глушитель впуска;
- u - скорость;
- m_f - удельный расход;
- μ - коэффициент расхода;
- ρ - плотность.

2. Индексы:

- 0 - параметры приведения;
- 1 - перед дросселем;
- 2 - после дросселя;
- d - минимальное сечение дросселя;
- t - труба;
- x - частное производное по координате пространства;
- t - частное производное по времени;
- кр - критическое.

Л и т е р а т у р а

1. М. Г. К р у г л о в. Термодинамика и газодинамика двухтактных двигателей внутреннего сгорания (процессы газообмена). Машгиз, М., 1963.

2. Б. С. В и н о г р а д о в. Прикладная газодинамика. М., 1965.

3. Я. А. Е г о р о в, В. П. Д м и т р и е в. Определение коэффициентов расхода выпускных органов двигателя по результатам индицирования. "Известия высших учебных заведений. Машиностроение", 3, 1971, стр. 72-76.

4. H. S e i f e r t. Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin-Göttingen-Heidelberg. 1962.

5. P. H a d l a t s c h. Reibende Gasströmung durch Drosselstellen sowie Reflexion anbrandenden Druckwellen mit grossen Amplituden. "VDI Zeitschrift", Bd. 95, 503-509, 706-711, 1953.

6. H. D a n e s h y a r. Numerical Solution of Gas Flow through an Engine Cylinder. "Int. J. Mech. Sci.", 10, pp. 711-722, 1968.

7. J. S c h a t z m a n n. Beitrag zur Berechnung isentroper eindimensional-instationärer Gasströmungen mit Hilfe von Digitalcomputern. Diss. Dokt. techn. wiss. Eidgenöss. Techn. Hochschule Zürich, 1968.

Boundary Conditions in the Mathematical Model
of the Scavenging in a Two-Stroke Gasoline

Engine

Summary

Boundary conditions and their matching with one-dimensional unsteady flow in pipes are considered. It was assumed that the flow through the ports and other discontinuities in flow areas is quasi-steady. For the quasi-steady non-homentropic flow through the boundary points equations are derived.

С о д е р ж а н и е

	Стр.
1. А.Н. Туманок, М.К.-Э. Коппель. О механизме волнообразования на поверхности автодороги.....	3
2. А.Ю. Ваймель, Э.Р. Левет. Определение незаносимой снегом высоты земляного полотна в условиях Эстонской ССР	15
3. М.К.-Э. Коппель. Свойства битумов, изготовляемых из гудрона с добавлением тяжёлого сланцевого масла	23
4. В.К. Меспак. Моделирование структурной вязкости битумов	33
5. И.О. Пихлак, М.А. Хоолма. Применение ЭЦМ для обработки данных городских транспортных исследований	39
6. Х.А. Мяги. Об одной возможности учёта физической нелинейности при расчете железобетонной мостовой арки	51
7. А.И. Путк, Т.В. Наэлапя. Зависимость коэффициента уплотнения от числа проходов уплотняющих машин	59
8. А.И. Путк, П.Л. Сюрье. Исследование контактных параметров пневматических шин с твёрдой опорной поверхностью	71
9. И.И. Зайдельман, Ю.А. Лувишук. Условия подобия и моделирования тягово-сцепных свойств движителя методом без изменения свойств среды	81
10. Л.А. Антипова, Ю.А. Лувишук, А.И. Путк. Стенд для исследования рабочих органов катков и движителей дорожно-строительных машин	89
11. Ю.Л. Лувишук, А.И. Путк. О применяемости формул для расчёта сопротивления грунтов вдавлению	99

12. Р.Р. Силлат. Математическое моделирование газообмена в двухтактных двигателях с кривошипнокамерной продувкой 109
13. Р.Р. Силлат. Краевые условия при математическом моделировании газообмена в быстроходных двухтактных двигателях с кривошипнокамерной продувкой 121

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ. Сборник статей У1. Таллинский политехнический институт. Редактор Х. Мяги. Техн. редактор Л. Ноопер. Сборник утвержден коллегией Трудов ТПИ 2/УП 1973. Подписано к печати 23/XI 1973, Еумага 60x90/16, Печ. л. 8,25+0,5 приложение. Учетно-изд. л. 6,3. Тираж 350, МВ-10503. Зак. № 619. Ротапринт ТПИ, Таллин, ул. Коскла, 2/9. Цена 63 коп.

АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ
АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

Сборник статей

У1

УДК 625.032.3: 629.11.012.52/55

О механизме волнообразования на поверхнос-
ти автодороги. А.И.Тюманок, М.К.-Э.Коппель.

Труды Таллинского политехнического ин-
ститута, 1973, № 351, стр. 3-14.

Предлагается объяснение механизма возникновения и наличия волнистой поверхности дороги. Волнистая поверхность обусловлена переменной частью силы трения, которая возникает ввиду изменения радиуса качения колеса. Механизм сохранения волнистой поверхности слабо зависит от динамических характеристик движущихся экипажей. Возникновение волнистой поверхности вызвано первой неровностью.

Фигур 4, библиографий 20.

УДК 625.12:551.578:551.579.2

Определение незаносимой снегом высоты
земляного полотна в условиях Эстонской
ССР. А.Ю.Ваймель, Э.Р.Левет. Труды Тал-
линского политехнического института, 1973,
№ 351, стр. 15-22.

В статье сгруппированы по районам республики ежегодные максимальные данные снегоизмерительных точек ЭССР (1891-1965). Из этих данных составлены статистические ряды.

Полученные статистические ряды обработаны разными метода-
ми математической статистики, в результате чего получены тол-
щины снежного покрова различной степени вероятности.

В окончательном итоге даны снегонезаносимые высоты земляного полотна в районах Эстонской ССР, зависящие от толщин снежного покрова и категории автомобильных дорог.

Фигур 2.

УДК 665.635.88 + 665.45

Свойства битумов, изготовляемых из гудрона с добавлением тяжелого сланцевого масла. М.К-Э. Коппель. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 23-31.

В работе рассматриваются вопросы взаимного растворения сланцевого и нефтяного битума друг в друге и анализируется возможность изготовления битума из смесей гудрона с тяжелым сланцевым маслом. Рекомендуется добавлять последний к гудрону не более 30%.

Фигур 4, библиографий 5.

УДК 665.521.9.017

Моделирование структурной вязкости битумов. В.К.Меспак. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 33-38.

Явление структурной вязкости битумов тесно связано со статистикой разрушения и восстановления межмолекулярных вторичных связей. В настоящей статье в результате разработки экспериментальных данных показано, что уравнение, описывающее разрушенность связей, вливается в форму интеграла статистического распределения Вейбулла, и структурная вязкость может быть характеризована сравнительно несложной механической моделью. На базе анализа данных испытаний сланцевых битумов сделан вывод, что структурная вязкость последних выражается слабее, чем у нефтяных.

Фигур 2, библиографий 8.

УДК 656.138.027.519.264.

Применение ЭЦВМ для обработки данных городских транспортных исследований.
И.О.Пихлак, М.А.Хоолма. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 39-50.

В статье описывается программа обработки социологических анкет, составленная для "МИНСК-22". Использование данной программы при обработке данных устного опроса владельцев личных легковых автомобилей в Таллине дало значительную экономию времени. Для более подробного анализа закономерностей использования личных легковых автомобилей применялись регрессионный и индексный анализы.

Таблиц 3, библиографий 9.

УДК 624.072.32:624.624

Об одной возможности учета физической нелинейности при расчете железобетонной мостовой арки. Х.А.Мяги. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 51-58.

В статье рассматривается задача вычисления усилий и перемещений в железобетонной мостовой арке при учете геометрической и физической нелинейности. Устойчивость арки предизвестна. Выбирается зависимость $\delta(\epsilon)$. Образуются физические уравнения арки. Показывается одна возможность решения задачи смешанной системы из квазилинейных дифференциальных и алгебраических нелинейных уравнений.

Таблиц 1, фигур 2, библиографий 4.

УДК 625.7.084

Зависимость коэффициента уплотнения от числа проходов уплотняющих машин. А.И.Путк, Т.В.Назлапя. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 59-70.

Известны ряд формул для определения эффекта уплотнения в зависимости от числа проходов катка по одному следу. Сопоставление и анализ этих формул показывает, что они дают большие расхождения между собой и не соответствуют экспериментальным данным.

На основе решения дифференциального уравнения предложена формула для определения коэффициента уплотнения в зависимости от числа проходов катка. Результаты, полученные по этой формуле, дают удовлетворительную сходимость с экспериментальными данными. Формула может быть использована для определения необходимого числа проходов катка взамен пробного уплотнения.

Фигур 10, таблиц 1, библиографий 13.

УДК 978.017

Исследование контактных параметров пневматических шин с твёрдой опорной поверхностью. А.И.Путк, П.Л.Сюрье. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 71-79.

В статье даётся сопоставление существующих формул для определения контактных параметров пневматических шин с твёрдой опорной поверхностью. На основе сопоставления делается вывод, что существующие формулы для определения контактных параметров применимы только в ориентировочных расчётах и в дальнейшем желательно от них отказаться.

На основе результатов статических испытаний шин разработана номограмма для определения контактных параметров пневматических шин с твёрдой опорной поверхностью. Предлагаемая номограмма может служить для решения целого ряда инженерно-конструкторских, эксплуатационных и теоретических вопросов. Номограммы желательно поместить в техническую документацию машин. Фигур 5, таблиц 1, библиографий 9.

УДК 625.03.625.7.06.002.5.001.57

Условия подобия и моделирования тягово-сцепных свойств гусеничного движителя методом без изменения свойств среды. И.И.Зайдельман, Ю.А.Лувицук. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 81-87.

В статье приведены результаты теоретических и экспериментальных исследований по разработке условий подобия и моделирования гусеничного движителя методом без изменения свойств среды. Приводятся ограничения по предельному масштабу моделирования.

Результаты исследований могут быть использованы при совершенствовании ходовых систем гусеничных тракторов по данным испытания их масштабных моделей.

Фигур 2, библиографий 2.

УДК 625.08.001.57.001.4

Стенд для исследования рабочих органов катков и движителей дорожно-строительных машин. Л.А.Антипов, Ю.А.Лувицук, А.И.Цутк. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 89-97.

В Таллинском политехническом институте создан и успешно эксплуатируется стенд для исследования рабочих органов катков и движителей дорожно-строительных машин. Стенд представляет собой грунтовой канал динамометрической тележкой, на которую устанавливают модели различных рабочих органов катков, а также движители колесных и гусеничных машин. Стенд позволяет произвести экспериментальные исследования по эксплуатационным качествам гусеничных и колесных машин, а также по выбору оптимальных параметров и режимов работы различных самоходных и прицепных катков.

Фигур 7.

УДК 624.131.43.001.13

О применимости формул для расчета сопротивления грунтов вдавливаю. Ю.А.Лувицук, А.И.Путк. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 99-108.

В статье приводятся наиболее распространенные формулы для расчета сопротивления грунтов вдавливаю.

На основе анализа указанных формул и результатов исследований ряда ученых делается вывод, что все эти формулы имеют свои недостатки и подчас противоречивы.

Наиболее перспективной можно считать формулу Нафикова-Полякова.

Фигур 3, таблиц 1, библиографий 22.

УДК 621.434.13:518.5

Математическое моделирование газообмена в двухтактных двигателях с кривошипнокамерной продувкой. Р.Р.Силлат. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 109-120.

Описывается математическая модель газообмена двухтактного карбюраторного двигателя с кривошипнокамерной продувкой в виде системы дифференциальных уравнений. Течение в трубах рассматривается как одномерное с теплообменом и трением, течение через органы газообмена аппроксимируется как квазистационарное.

Приведенные условия подобия газообмена получены от системы дифференциальных уравнений.

Фигур 1, библиографий 6.

УДК 621.434.13:532

Краевые условия при математическом моделировании газообмена в быстроходных двухтактных двигателях с кривошипнокамерной продувкой. Р.Р.Силлат. Труды Таллинского политехнического института, 1973, № 351, стр. 121-130.

В статье рассматриваются краевые условия, встречающиеся при математическом моделировании газообмена двухтактного быстроходного двигателя. Приведенные уравнения для краевых условий базируются на квазистационарном неизоэнтропическом движении жидкости.

Фигур 3, библиографий 7.

В приложении формул для расчета коэффициента полезной работы двигателя внутреннего сгорания с турбокомпрессором.

А.И.Путь. Труды Тагизского политехнического института, Тагиз, 1973, в. 3, кн. 1, с. 109-120.

В статье рассмотрены вопросы моделирования газосредной среды в двухтактных двигателях с искровозвуждением. Приведены уравнения, описывающие процессы в цилиндрах двигателя.

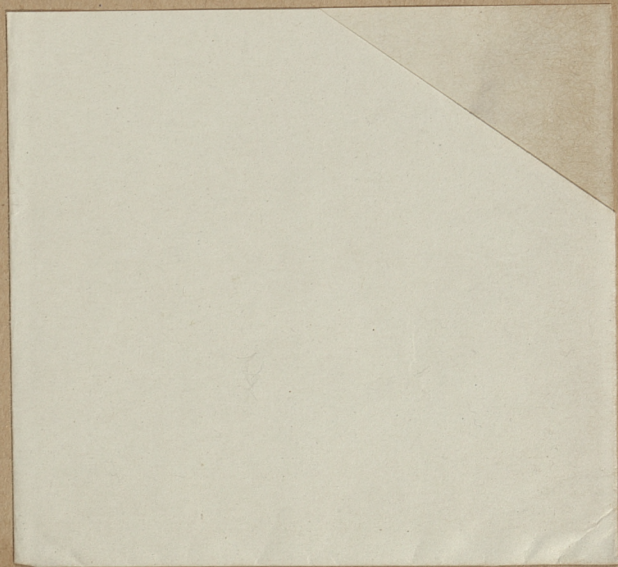
В статье рассмотрены вопросы моделирования газосредной среды в двухтактных двигателях с искровозвуждением. Приведены уравнения, описывающие процессы в цилиндрах двигателя.

Математическое моделирование газосредной среды в двухтактных двигателях с искровозвуждением. Р.Р.Саймаз. Труды Тагизского политехнического института, 1973, в. 3, кн. 1, с. 109-120.

Рассматривается математическая модель газосредной среды в двухтактном карбюраторном двигателе с искровозвуждением. Приведены уравнения, описывающие процессы в цилиндрах двигателя.

Приведены уравнения, описывающие процессы в цилиндрах двигателя.

Фигура 1, Таблица 1, 2.



Цена 63 коп.